

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/011080

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl<sup>7</sup> F16D1/06

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl<sup>7</sup> F16D1/00-1/12

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2004

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2004 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	JP 11-514079 A (GKN Automotive AG.), 30 November, 1999 (30.11.99), Full text & US 614203 A & DE 19722917 C1 & FR 2764014 A1	1 2-5 6-10
Y A	JP 2000-97244 A (NTN Corp.), 04 April, 2000 (04.04.00), Fig. 1 (Family: none)	2-5 6-10
X A	FR 1581658 A (Gleanzer SPICER), 19 September, 1969 (19.09.69), Fig. 7 & GB 1224419 A & DE 1934338 A1	11, 12 6-10

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

## \* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&amp;" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
07 October, 2004 (07.10.04)Date of mailing of the international search report  
26 October, 2004 (26.10.04)Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/011080

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	JP 33-10508 B1 (Mitsubishi Nippon Jukogyo Kabushiki Kaisha), 06 December, 1958 (06.12.58), Full text (Family: none)	13-17 6-10
A	DE 2656946 A1 (DAIMLER-BENZ AG), 29 June, 1978 (29.06.78), Full text & US 4175404 A	6-10
A	JP 7-301304 A (Lohr & Bromkamp GmbH.), 14 November, 1995 (14.11.95), Full text & DE 4415033 C1 & US 5660494 A	6-10
A	DE 19523584 A1 (ZF FRIEDRICHSHAFEN AG), 29 June, 1995 (29.06.95), Full text & WO 1997/001714 A1	6-10

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. 7 F16D 1/06

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. 7 F16D 1/00 - 1/12

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2004年

日本国登録実用新案公報 1994-2004年

日本国実用新案登録公報 1996-2004年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y A	JP 11-514079 A (ジー・ケー・エヌ・オートモーティ ヴ・アクチェンゲゼルシャフト) 1999. 11. 30, 全文 & US 614203 A & DE 19722917 C1 & FR 2764014 A1	1 2-5 6-10
Y A	JP 2000-97244 A (エヌティエヌ株式会社) 2000. 04. 04, 第1図 (ファミリーなし)	2-5 6-10

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

07. 10. 2004

国際調査報告の発送日

26.10.2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

中屋 裕一郎

3 J

9526

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X A	FR 1581658 A (Gleanzer SPICER) 1969. 09. 19, 第7図 & GB 1224419 A & DE 1934338 A1	11, 12 6-10
X A	JP 33-10508 B1 (三菱日本重工業株式会社) 1958. 12. 06, 全文 (ファミリーなし)	13-17 6-10
A	DE 2656946 A1 (DAIMLER-BENZ AG) 1978. 06. 29, 全文 & US 4175404 A	6-10
A	JP 7-301304 A (レール・ウント・ブロンカンフ・ゲ ゼルシャフト・ミット・ベシュレンクテル・ハフツング) 1995. 11. 14, 全文 & DE 4415033 C1 & US 5660494 A	6-10
A	DE 19523584 A1 (ZF FRIEDRICHSHAFEN AG) 1995. 06. 29, 全文 & WO 1997/001714 A1	6-10

## 明 細 書

## シャフト及びハブの動力伝達機構

## 技術分野

- [0001] 本発明は、シャフト及びハブからなる2部材間で回転トルクを円滑に伝達することが可能なシャフト及びハブの動力伝達機構に関する。

## 背景技術

- [0002] 自動車等の車両において、エンジンからの駆動力を車軸に伝達するためにシャフトを介して一組の等速ジョイントが用いられている。この等速ジョイントは、アウト部材とインナ部材との間に配設されたトルク伝達部材を介してアウト部材・インナ部材間のトルク伝達を行うものであり、シャフトに形成されたシャフト歯部とハブに形成されたハブ歯部とが係合した歯部組立体を有するシャフト及びハブのユニットを含む。
- [0003] ところで、近年、騒音、振動等の動力伝達系のガタに起因して発生する等速ジョイントの円周方向のガタを抑制することが要求されている。従来では、内輪とシャフトとのガタを抑制するために、等速ジョイントの軸セレーションにねじれ角を設けたものがあるが、前記ねじれ角の方向とトルクの負荷方向によって、内輪及びシャフトの強度、寿命にばらつきが生じるおそれがある。
- [0004] また、歯車等の技術分野において、例えば、特開平2-62461号公報、特開平3-69844号公報、特開平3-32436号公報に示されるように、その歯面部にクラウニングを設ける技術的思想が開示されている。
- [0005] なお、本出願人は、スプラインが形成されたスプラインシャフトのクラウニングトップの位置を、スプラインシャフトと等速ジョイントとの嵌合部位に回転トルクが付与された際に最小となるように設けることにより、所定部位に応力が集中することを抑制するとともに、装置の全体構成を簡素化することを提案している(特開2001-287122号公報参照)。

## 発明の開示

## 発明が解決しようとする課題

- [0006] 本発明の一般的な目的は、所定部位に対する応力集中を抑制して、より一層、静

的強度及び疲労強度を向上させることが可能なシャフト及びハブの動力伝達機構を提供することにある。

### 課題を解決するための手段

- [0007] 本発明によれば、シャフト歯部とハブ歯部とが係合した状態においてシャフト及びハブ間に回転トルクが付与された場合、応力が集中する部位であるシャフト歯部の谷部の外径を増大させることにより、軸強度を向上させると共に応力を分散させることができる。
- [0008] また、本発明では、シャフト歯部の谷部の外径の変化点とハブ歯部の山部の内径の変化点とが所定距離だけオフセットしているため、前記シャフト歯部に付与された応力が一方の変化点と他方の変化点とにそれぞれ分散されることにより応力集中が緩和される。この結果、応力の集中を緩和して分散させることができるため、シャフト歯部とハブ歯部との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。

### 図面の簡単な説明

- [0009] [図1]図1は、本発明の第1の実施の形態に係る動力伝達機構が適用されたシャフト及びハブのユニットの一部切欠斜視図である。
- [図2]図2は、図1に示すユニットにおいて、シャフト歯部とハブ歯部とが係合した状態における部分拡大横断面図である。
- [図3]図3は、図1のシャフト歯部の谷部とハブ歯部の山部とが係合した状態におけるシャフトの軸線方向に沿った部分拡大縦断面図である。
- [図4]図4は、図3のシャフトにおける第1段差部の緩やかな傾斜角度  $\theta$  となるテーパ部が形成された状態を示す部分拡大縦断面図である。
- [図5]図5は、図4において、シャフト歯部の山部の外径をシャフトシャンク側に向かって変化させた状態を示す部分拡大縦断面図である。
- [図6]図6は、シャフト歯部に形成された第1段差部の傾斜角度  $\theta$  と応力緩和及び生産技術性との関係を示す説明図である。
- [図7]図7は、シャフト歯部及びハブ歯部に第1段差部及び第2段差部が形成されていない場合と、第1段差部及び第2段差部が形成された場合におけるシャフトに発生

する応力値とその応力値を測定した位置との関係を示す特性曲線図である。

[図8]図8は、第1段差部の傾斜角度  $\theta$  をさらに緩やかにした状態におけるシャフトに発生する応力値とその応力値を測定した位置との関係を示す特性曲線図である。

[図9]図9は、シャフト歯部の径の変化点及びハブ歯部の径の変化点がオフセットした状態とオフセットしていない状態におけるシャフトに発生する応力値とその応力値を測定した位置との関係を示す特性曲線図である。

[図10]図10は、回転トルクが付与されたときの入力荷重に応じてシャフトに発生する応力値とその応力値を測定した位置との関係を示す特性曲線図である。

[図11]図11は、図3のXI-XI線に沿った拡大縦断面図である。

[図12]図12は、図3のXII-XII線に沿った拡大縦断面図である。

[図13]図13は、シャフト歯部及びハブ歯部におけるスプライン歯の断面形状を、インボリュート歯形とした変形例を示す拡大縦断面図である。

[図14]図14は、本発明の第2の実施の形態に係る動力伝達機構が適用されたシャフト及びハブのユニットの一部切欠斜視図である。

[図15]図15は、図14のシャフト歯部の谷部とハブ歯部の山部とが係合した状態におけるシャフトの軸線方向に沿った部分拡大縦断面図である。

[図16]図16は、シャフト歯部に形成された円弧部の起点である点P1とハブ歯部に形成された段差部の起点である点P2とがオフセットされることなく鉛直線上に一致した状態を示す部分拡大縦断面図である。

[図17]図17は、ハブ歯部に段差部が形成されていない場合と、前記段差部が形成された場合におけるシャフトに発生する応力値とその応力値を測定した位置との関係を示す特性曲線図である。

[図18]図18は、図15のXVIII-XVIII線に沿った拡大縦断面図である。

[図19]図19は、図15のXIX-XIX線に沿った拡大縦断面図である。

[図20]図20は、本発明の第3の実施の形態に係る動力伝達機構が適用されたシャフト及びハブのユニットの一部切欠斜視図である。

[図21]図21は、図20のシャフト歯部の谷部とハブ歯部の山部とが係合した状態におけるシャフトの軸線方向に沿った部分拡大縦断面図である。

[図22]図22は、図21において、シャフト歯部の山部の外径をシャフトシャंक側に向かって変化させた状態を示す部分拡大縦断面図である。

[図23]図23は、シャフト歯部に形成されたテーパ部の立ち上がり角度  $\theta$  と応力緩和及び生産技術性との関係を示す説明図である。

[図24]図24は、シャフト歯部及びハブ歯部にテーパ部及び段差部が形成されていない状態と、オフセットすることなくテーパ部及び段差部が形成された状態におけるシャフトに発生する応力値とその応力値を測定した位置との関係を示す特性曲線図である。

[図25]図25は、シャフト歯部及びハブ歯部にテーパ部及び段差部が形成されていない状態と、前記テーパ部及び段差部のそれぞれの起点がオフセットした状態におけるシャフトに発生する応力値とその応力値を測定した位置との関係を示す特性曲線図である。

[図26]図26は、シャフト歯部の径の変化点及びハブ歯部の径の変化点がオフセットした状態とオフセットしていない状態におけるシャフトに発生する応力値とその応力値を測定した位置との関係を示す特性曲線図である。

[図27]図27は、図21のXXVII-XXVII線に沿った拡大縦断面図である。

[図28]図28は、図21のXXVIII-XXVIII線に沿った拡大縦断面図である。

[図29]図29は、本発明の第4の実施の形態に係る動力伝達機構が適用されたシャフト及びハブのユニットの一部切欠斜視図である。

[図30]図30は、図29のシャフト歯部の谷部とハブ歯部の山部とが係合した状態におけるシャフトの軸線方向に沿った部分拡大縦断面図である。

[図31]図31は、図30のシャフトにおける段差部の緩やかな傾斜角度  $\theta$  となる第1テーパ部が形成された状態を示す部分拡大縦断面図である。

[図32]図32は、図31のシャフトに対してハブ歯部に第2テーパ部を有するハブを係合させた状態におけるシャフトの軸線方向に沿った部分拡大縦断面図である。

[図33]図33は、図31のシャフトに対してハブ歯部に所定の曲率半径の円弧部を有するハブを係合させた状態におけるシャフトの軸線方向に沿った部分拡大縦断面図である。



[図34]図34は、図31において、シャフト歯部の山部の外径をシャフトシャंक側に向かって変化させた状態を示す部分拡大縦断面図である。

[図35]図35は、シャフト歯部に形成された段差部の傾斜角度  $\theta$  と応力緩和及び生産技術性との関係を示す説明図である。

[図36]図36は、図30のXXXVI-XXXVI線に沿った拡大縦断面図である。

[図37]図37は、図30のXXXVII-XXXVII線に沿った拡大縦断面図である。

[図38]図38は、シャフト歯部のスプライン歯を転造ラックによって転造成形する状態を示す一部省略斜視図である。

### 発明を実施するための最良の形態

[0010] 図1は、本発明の第1の実施の形態に係る動力伝達機構が適用されたシャフト及びハブのユニット10を示す。このユニット10は、等速ジョイントの一部を構成するものであり、シャフト12は、駆動力伝達軸として機能し、ハブ14は、図示しないアウト部材の開口部内に収納され図示しないボールに係合する案内溝15を有するインナリングとして機能するものである。

[0011] このユニット10におけるシャフト12の一端部及び他端部には、それぞれ、ハブ14の軸孔16に嵌合する嵌合部18が形成される。ただし、図1では、シャフト12の一方の端部のみを示し、他方の端部は図示を省略している。前記嵌合部18は、シャフト12の軸線に沿って所定の歯長からなり、周方向に沿って形成された複数のスプライン歯20を有するシャフト歯部22を備える。前記シャフト歯部22は、凸状の山部22aと凹状の谷部22bとが周方向に沿って交互に連続して構成される。前記シャフト歯部22の山部22aは、図2に示されるように、略同一の歯厚からなり、シャフト12(図1参照)の軸線と略平行となるように形成されている。

[0012] 前記シャフト12の中心側の前記シャフト歯部22に近接する部位には、シャフトシャंक24が設けられ、また、シャフト12の端部側には、前記ハブ14の抜け止め機能を有する図示しない止め輪が環状溝(図示せず)を介して装着される。

[0013] 前記ハブ14の軸孔16の内周面には、前記シャフト12の嵌合部18に嵌合する複数の直線状のスプライン歯26を有するハブ歯部28が形成される。前記ハブ歯部28は、凸状の山部28aと凹状の谷部28bとが周方向に沿って交互に連続して構成され、

前記ハブ歯部28の山部28aは、図2に示されるように、略同一の歯厚からなり、シャフト12(図1参照)の軸線と略平行となるように形成されている。

[0014] 図3は、シャフト歯部22の谷部22bとハブ歯部28の山部28aとが係合した状態におけるシャフト12の軸線方向に沿った一部拡大縦断面図である。図3中において、P0は、シャフト歯部22の軸線方向に沿った中央点に対応する位置を示す。

[0015] シャフト歯部22における谷部22b(谷部径 $\phi A1$ )のシャフト歯部22の中央点P0からシャフトシャंक24側に向かって水平方向に所定距離L1だけ移動した点P1を設定し、前記点P1からその谷部22bをハブ歯部28側に向かって膨出させ、谷部径 $\phi A1$ から谷部径 $\phi A2$ に変化させた第1段差部30を形成し、さらに、所定距離L2だけ谷部径 $\phi A2$ を延在させてシャフトシャंक24に連続させて形成する。

[0016] この場合、シャフト歯部22側の前記第1段差部30は、例えば、傾斜面または所定の曲率半径かならなる円弧状の曲面または複合面等によって形成するとよい。

[0017] なお、シャフト歯部22の山部22aの外径は、図3及び図4に示されるように、軸線方向に沿って一定で変化しないものと、図5に示されるように、山部22aの外径が点P1の近傍部分からシャフトシャंक24側に向かって徐々に縮径(歯丈が短縮)するように変化するものとの両方が含まれる。前記山部22aの外径をシャフトシャंक24側に向かって徐々に縮径させることにより、後述する転造ラックによる製造が容易となる。また、前記山部22aの外径をシャフトシャंक24側に向かって徐々に縮径させても、回転トルクの伝達機構が低下することがない。なお、図5中における記号Hは、山部22aの外径の変化(落ち込み)と対比するための水平線を示す。

[0018] ハブ歯部28の山部28a側では、前記シャフト歯部22の点P1からシャフトシャंक24と反対側に水平方向に沿った距離L4だけオフセットした位置に点P2を設定し、前記点P2からハブ歯部28の山部28aの山部径 $\phi A3$ を山部径 $\phi A4$ に変化させた第2段差部32を形成し、さらに、所定距離L3だけ山部径 $\phi A4$ を延在させて形成する。

[0019] この場合、ハブ歯部28側の前記第2段差部32は、例えば、傾斜面または所定の曲率半径かならなる円弧状の曲面または複合面等によって形成し、前記第1段差部30の形状と異なる形状であってもよい。前記第2段差部32の傾斜角度は、第1段差部30の傾斜角度に対応して任意に設定される。なお、ハブ歯部28側の形状は、前記第2

段差部32に対応した形状に限定されるものではなく、例えば、所定の曲率半径を有するR形状、テーパ形状等を含む形状であってもよい。また、ハブ歯部28の谷部28bの内径は、一定で変化しないものとする。

[0020] 前記谷部径  $\phi A1$ 、 $\phi A2$ は、それぞれ、シャフト12の軸心からシャフト歯部22の谷部22bの底面までの離間距離を示したものであり、前記山部径  $\phi A3$ 、 $\phi A4$ は、それぞれ、シャフト12の軸心からハブ歯部28の山部28aの歯先までの離間距離を示したものである。

[0021] なお、シャフト歯部22側の所定距離 $L2$ は、所定距離 $L1$ より大きく設定されるとよい( $L1 < L2$ )。さらに、シャフト歯部22側の所定距離 $L2$ とハブ歯部28側の所定距離 $L3$ とは、それぞれ略等しく( $L2 \approx L3$ )、又はシャフト歯部22側の所定距離 $L2$ に対してハブ歯部28側の所定距離 $L3$ が大きくなるように設定されるとよい( $L2 < L3$ )。寸法公差及び寸法精度によって後述するオフセットが設定し易くなると共に、組み付け性を向上させることができるからである。なお、図3において、所定距離 $L2$ と所定距離 $L3$ との関係は、正確に描出されていない。

[0022] 図3から諒解されるように、シャフト歯部22の第1段差部30の立ち上がりの起点(変化点)となる点P1と、ハブ歯部28の第2段差部32の立ち上がりの起点(変化点)となる点P2とが離間距離(所定距離) $L4$ だけ略水平方向にオフセットした位置に設定されている。

[0023] 従って、シャフト歯部22とハブ歯部28とが係合したシャフト12及びハブ14のユニット10に対して回転トルクが付与された場合、シャフト歯部22側の点P1とハブ歯部28側の点P2とが所定距離 $L4$ だけオフセットしているため、前記ユニット10に付与された応力が前記点P1と点P2とにそれぞれ分散されることにより応力集中を緩和することができる。その結果、シャフト歯部22とハブ歯部28との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。

[0024] さらに、図4に示されるように、点P1、点P3、点P4を結んだ直角三角形の断面積を増大させ、点P1と点P4を結ぶ線分P14(基線)と、点P1と点P3を結ぶ線分P13となす角度 $\theta$ 、すなわち、第1段差部30の傾斜角度 $\theta$ を緩やかに設定することにより、前記第1段差部30に形成されたテーパ部34によって応力集中が一層好適に緩和さ

れる。

[0025] 前記第1段差部30の傾斜角度  $\theta$  と応力緩和及び生産技術性との関係を図6に示す。図6から諒解されるように、前記傾斜角度  $\theta$  を5度〜45度に設定すると良好(○印参照)であり、前記傾斜角度  $\theta$  を10度〜35度に設定すると最適(◎印参照)である。

[0026] 前記傾斜角度  $\theta$  を3度に設定すると、応力分散効果を十分に発揮することができないと共に、後述する転造ラックによる生産が困難であって不適である。一方、前記傾斜角度  $\theta$  を90度に設定すると、階段状の第1段差部30に対して応力が過剰に集中するという問題があると共に、後述する転造ラックの耐久性を劣化させるという他の問題がある。

[0027] ここで、シャフト歯部22及びハブ歯部28にそれぞれ第1段差部30及び第2段差部32が形成されていない比較例に係る応力値の特性曲線A(破線参照)と、図4に示されるように所定距離L4だけオフセットした点P1及びP2を有するとともに、第1段差部30の傾斜角度  $\theta$  を大きく設定したときの応力値の特性曲線B(実線参照)を、それぞれ図7に示す。特性曲線Aと特性曲線Bとを比較すると、図4に示す構造からなる特性曲線Bでは、応力値のピークが減少して応力集中が緩和されていることが諒解される。

[0028] また、図8は、前記第1段差部30の傾斜角度  $\theta$  を、前記特性曲線Bと比較して緩やかに設定した際における応力値の特性曲線Cを示したものであり、前記傾斜角度  $\theta$  を緩やかに設定してテーパ部34を大きく形成することより、前記テーパ部34によって応力集中が一層好適に緩和されることが諒解される(図7に示す特性曲線Bの $\alpha$ 部分と、図8に示す特性曲線Cの $\beta$ 部分とを比較参照)。

[0029] 次に、シャフト歯部22側の点P1とハブ歯部28側の点P2とが所定距離だけオフセットした状態における応力値の特性曲線E(実線参照)と、前記点P1と点P2とがオフセットしていない状態、すなわち水平方向に沿った離間距離が零の状態における応力値の特性曲線F(破線参照)とを図9に示す。

[0030] この場合、特性曲線E及び特性曲線Fのオフセットの有無部分(図9中の $\gamma$ 部分参照)を比較すると、オフセットしていない特性曲線Fに対してシャフト歯部22側の起点

P1(図3及び図4参照)とハブ歯部28側の起点P2(図3及び図4参照)とがオフセットした特性曲線Eが緩やかな曲線となっており、オフセットさせることにより径の変化部分における応力の集中が緩和されている。

- [0031] 次に、回転トルクが付与されていない無負荷状態から、回転トルクが付与されて直線形状を有するシャフト歯部22の山部22aと直線形状を有するハブ歯部28の山部28aとが噛合した状態を図2に示す。なお、回転トルクによる荷重入力方向は、シャフト歯部22の軸線と直交する矢印Y方向に設定した。
- [0032] この場合、応力値と測定位置(図2の矢印X参照)との関係を表した図10に示されるように、入力される荷重の度合いを例えば、低荷重(破線)、中荷重(一点鎖線)、高荷重(実線)の3段階とすると、前記段階に対応した低荷重特性曲線、中荷重特性曲線、高荷重特性曲線より応力のピークポイントが、それぞれ点a、点b、点cのように略同一の測定位置Dとなることがわかる。
- [0033] 図11及び図12は、シャフト12とハブ14とを組み付けた際のシャフト歯部22の谷部22bとハブ歯部28の山部28aとの接触状態を示す縦断面図である。なお、図11及び図12中における $\phi d1$ ー $\phi d3$ は、それぞれシャフト12の軸心からのピッチ円径を示す。
- [0034] シャフト歯部22を直線状とするとともに、ハブ歯部28を直線状とすることにより、前記シャフト歯部22の側面とハブ歯部28の側面とが、常に面接触した状態となる(図2、図11及び図12参照)。
- [0035] また、図11と図12とを比較して諒解されるように、シャフト歯部22及びハブ歯部28のシャフトシャンク24に近接する部位に第1段差部30(図3参照)及び第2段差部32(図3参照)をそれぞれ形成することにより、応力が集中する領域のシャフト歯部22の径 $\phi d2$ 及び $\phi d3$ を $\alpha$ だけ増大させることができる。
- [0036] 従って、応力が集中する領域のシャフト歯部22の径 $\phi d2$ 及び $\phi d3$ を $\alpha$ だけ増大させることにより、前記シャフト歯部22の谷部22bの歯底Rの曲率を大きく設定することが可能となり(図12中のR' 参照)、応力を分散させることができる。また、シャフトシャンク24に近接する部位の径を他の部位と比較して増大させることにより、全体応力(主応力)を低減させることができる。

- [0037] なお、図11及び図12に示されるシャフト歯部及びハブ歯部の歯形形状を、図13に示されるように、インボリュート歯形としてもよい。その際、シャフト歯部22のシャフト歯22cとハブ歯部28のハブ歯28cとが、互いに基準ピッチ円直径T上で接触した状態となる。すなわち、ラック形工具等によってシャフト12及びハブ14に対して簡便に前記シャフト歯部22及びハブ歯部28を加工することができると共に、前記シャフト歯部22とハブ歯部28に係合する際に円滑に係合させることができる。
- [0038] 以上のように、第1の実施の形態では、シャフト12における第1段差部30の立ち上がりの起点となる点P1と、ハブ14における第2段差部32の立ち上がりの起点となる点P2とを所定距離L4だけ略水平方向にオフセットさせて設定している。
- [0039] そのため、シャフト歯部22とハブ歯部28とが係合したシャフト12及びハブ14のユニット10に対して回転トルクが付与された場合、前記ユニット10に付与された応力が、前記点P1と点P2とにそれぞれ分散されるため応力集中を緩和することができる。その結果、シャフト歯部22とハブ歯部28との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。
- [0040] また、シャフト歯部22における第1段差部30の点P1を起点とした傾斜角度 $\theta$ を、例えば、5度〜45度に設定することにより、前記第1段差部30に形成されたテーパ部34によって応力集中が一層好適に緩和される。
- [0041] さらに、シャフト12を駆動力伝達軸とするとともに、ハブ14を等速ジョイントにおけるアウト部材の内部に収納されるインナ部材とすることにより、前記駆動力伝達軸から回転トルクが前記ハブ14へと伝達された際、前記シャフト12及びハブ14との係合部位に対する応力集中を好適に緩和して、前記駆動力を等速ジョイントにおけるアウト部材へと確実に伝達することができる。
- [0042] 次に、本発明の第2の実施の形態に係る動力伝達機構が適用されたシャフト及びハブのユニット100を図14に示す。図15は、シャフト歯部22の谷部22bとハブ歯部28の山部28aとが係合した状態におけるシャフト12の軸線方向に沿った部分拡大縦断面図である。
- [0043] なお、以下の実施の形態において、前記第1の実施の形態に係るユニット10と同一の構成要素には、同一の参照符号を付し、その詳細な説明を省略する。また、同

一の作用効果を有する場合には、その詳細な説明を省略する。

- [0044] 図15に示されるように、シャフト歯部22における谷部22b(谷部径  $\phi B1$ )の前記シャフト歯部22の中央点P0からシャフトシャンク24側に向かって水平方向に所定距離L1だけ移動した点P1を設定し、水平方向に沿った谷部22bに対して前記点P1を起点としてハブ歯部22側に向かって所定の曲率半径Gで延在する円弧部130を形成する。換言すると、前記円弧部130は、点P1からハブ歯部28側に向かって略直交して形成される基線H上の点P3を中心として形成されている。すなわち、前記円弧部130は、その中心である点P3を基線H上に設けるようにすれば、任意の曲率半径でよい。
- [0045] ハブ歯部28の山部28a側では、前記シャフト歯部22の点P1からシャフトシャンク24と反対側に水平方向に沿った距離L2だけオフセットした位置に点P2を設定し、前記点P2からハブ歯部28の山部28aの山部径  $\phi B2$ を山部径  $\phi B3$ に変化させた段差部132を形成し、さらに、所定距離L3だけ山部径  $\phi B3$ を延在させて形成する。
- [0046] この場合、シャフト歯部22側と反対側に窪んで形成されるハブ歯部28側の前記段差部132は、例えば、傾斜面または所定の曲率半径からなる円弧状の曲面または複合面等によって形成するとよい。前記点P2を起点とする段差部132の傾斜角度は、円弧部130に対応して任意に設定される。
- [0047] なお、ハブ歯部28側の形状は、前記段差部132に対応した形状に限定されるものではなく、例えば、所定の曲率半径を有するR形状、テーパ形状等を含む形状であってもよい。また、ハブ歯部28の谷部28bの内径は、一定で変化しないものとする。さらに、シャフト歯部22の山部22aの外径は、図15及び図16に示されるように軸線方向に沿って一定に形成され、あるいは、図5と同様に、点P1の近傍部分からシャフトシャンク24側に向かって徐々に歯先が短縮するように形成されてもよい。
- [0048] 前記谷部径  $\phi B1$ は、それぞれ、シャフト12の軸芯からシャフト歯部22の谷部22bの底面までの離間距離を示したものであり、前記山部径  $\phi B2$ 、 $\phi B3$ は、シャフト12の軸芯からハブ歯部28の山部28aの歯先までの離間距離を示したものである。
- [0049] 図15から諒解されるように、シャフト歯部22の円弧部130の立ち上がりの起点となる点P1と、ハブ歯部28の段差部132の立ち上がりの起点となる点P2とが離間距離(

所定距離) L2だけ略水平方向にオフセットした位置に設定されている。

[0050] 従って、シャフト歯部22とハブ歯部28とが係合したシャフト12及びハブ14のユニット100に対して回転トルクが付与された場合、シャフト歯部22側の点P1と、ハブ歯部28側の点P2とが所定距離L2だけオフセットしているため、前記ユニット100に付与された応力が円弧部130によってシャフト歯部22におけるa0部とa1部とにそれぞれ分散され、応力集中を緩和して応力値のピークを低減することができる。その結果、シャフト歯部22とハブ歯部28との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。

[0051] さらに、図16に示されるように、シャフト歯部22側の円弧部130の起点となる点P1とハブ歯部28の段差部132の起点となる点P2とをオフセットさせることなく、鉛直線上に前記点P1及び点P2とが一致するように設定してもよい。この場合、シャフト歯部22側に形成された円弧部130とハブ歯部28側に形成された段差部132の共働作用下に、シャフト歯部22の円弧部130に付与される応力が分散されて応力集中を緩和することができる。

[0052] ここで、ハブ歯部28に段差部132が形成されていない比較例に係る応力値の特性曲線J(破線参照)と、所定距離だけオフセットした点P1及びP2を有し、前記点P2を起点とした段差部132を設定したときの応力値の特性曲線Kを、それぞれ図17に示す。

[0053] 特性曲線Jと特性曲線Kとを比較すると、図15に示す構造からなる特性曲線Kでは、応力値のピークをa0部とa1部とに分散させることにより前記a1部における前記応力値のピークが減少していることが諒解される。すなわち、特性曲線Kにおけるa0部の応力値は、前記特性曲線Jにおけるa0部の応力値と比較して僅かに増加しているが、特性曲線Kの最大応力値であるa1部の応力値は、特性曲線Jに比べて減少しているため、シャフト12に発生する最大応力値のピークを低減することができる。

[0054] 次に、シャフト歯部22側の点P1とハブ歯部28側の点P2とが所定距離だけオフセットした状態における応力値と、前記点P1と点P2とがオフセットしていない状態、すなわち水平方向に沿った離間距離が零の状態における応力値とは、第1の実施の形態の図9に示される特性曲線Eと特性曲線Fと同一である。従って、オフセットしてい



ない特性曲線Fに対してシャフト歯部22側の起点P1とハブ歯部28側の起点P2とがオフセットした特性曲線Eが緩やかな曲線となり、オフセットさせることにより径の変化部分における応力の集中を緩和することができる。

[0055] なお、入力される荷重の度合いを、例えば、低荷重(破線)、中荷重(一点鎖線)、高荷重(実線)の3段階とすると、前記段階に対応した低荷重特性曲線、中荷重特性曲線、高荷重特性曲線によって応力のピークポイントが、それぞれ点a、点b、点cのように略同一の測定位置Dとなることは、第1の実施の形態と同一である(図10参照)。

[0056] 図18及び図19は、シャフト12とハブ14とを組み付けた際のシャフト歯部22の谷部22bとハブ歯部28の山部28aとの接触状態を示す縦断面図である。その作用効果は、第1の実施の形態と同一であるので詳細な説明を省略する。

[0057] 第2の実施の形態では、シャフト12における円弧部130の立ち上がりの起点となる点P1と、ハブ14における段差部132の立ち上がりの起点となる点P2とを所定間隔L2だけ略水平方向にオフセットさせて設定している。

[0058] そのため、シャフト歯部22とハブ歯部28とが係合したシャフト12及びハブ14のユニット100に対して回転トルクが付与された場合、前記ユニット100に付与された応力が、シャフト歯部22におけるa0部とa1部とにそれぞれ好適に分散されるため応力集中を緩和することができ、a1部における応力値のピークを低減することができる。その結果、応力の集中を緩和して分散させることができるため、シャフト歯部22とハブ歯部28との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。

[0059] 次に、本発明の第3の実施の形態に係る動力伝達機構が適用されたシャフト及びハブのユニット200を図20に示す。図21は、シャフト歯部22の谷部22bとハブ歯部28の山部28aとが係合した状態におけるシャフト12の軸線方向に沿った部分拡大縦断面図である。

[0060] 図21に示されるように、シャフト歯部22における谷部22b(谷部径 $\phi C1$ )の前記シャフト歯部22の中央点P0からシャフトシャंक24側に向かって水平方向に所定距離L1だけ移動した点P1を設定し、水平方向に沿った谷部22bに対して所定角度 $\theta$ からなり、前記点P1を起点としてその谷部22bの外径がハブ歯部28側に向かって徐々

に増大するように形成されたテーパ部230を設け、前記テーパ部230を延在させてシャフトシャンク24に連続させて形成する。

[0061] なお、シャフト歯部22の山部22aの外径は、図21に示されるように、軸線方向に沿って一定で変化しないものと、図22に示されるように、山部22aの外径が点P1の近傍部分からシャフトシャンク24側に向かって徐々に縮径(歯丈が短縮)するように変化するものとの両方が含まれる。

[0062] 前記山部22aの外径をシャフトシャンク24側に向かって徐々に縮径させることにより、後述する転造ラックによる製造が容易となる。また、前記山部22aの外径をシャフトシャンク24側に向かって徐々に縮径させても、回転トルクの伝達機構が低下することはない。なお、図22中における記号Hは、山部22aの外径の変化(落ち込み)と対比するための水平線を示す。

[0063] ハブ歯部28の山部28a側では、前記シャフト歯部22の点P1からシャフトシャンク24と反対側に水平方向に沿った所定距離L2だけオフセットした位置に点P2を設定し、前記点P2からハブ歯部28の山部28aの山部径 $\phi C2$ を山部径 $\phi C3$ に変化させた段差部232を形成し、さらに、所定距離L3だけ山部径 $\phi C3$ を延在させて形成する。

[0064] この場合、ハブ歯部28側の前記段差部232は、例えば、傾斜面または所定の曲率半径からなる円弧状の曲面または複合面等によって形成するとよい。前記点P2を起点とする段差部232の傾斜角度は、テーパ部230の傾斜角度 $\theta$ に対応して任意に設定される。なお、ハブ歯部28側の形状は、前記段差部232に対応した形状に限定されるものではなく、例えば、所定の曲率半径を有するR形状、テーパ形状等を含む形状であってもよい。また、ハブ歯部28の谷部28bの内径は、一定で変化しないものとする。

[0065] 前記谷部径 $\phi C1$ は、それぞれ、シャフト12の軸芯からシャフト歯部22の谷部22bの底面までの離間距離を示したものであり、前記山部径 $\phi C2$ 、 $\phi C3$ は、それぞれ、シャフト12の軸芯からハブ歯部28の山部28aの歯先までの離間距離を示したものである。

[0066] 図21から諒解されるように、シャフト歯部22の谷部22bから所定角度 $\theta$ だけ傾斜した直線状のテーパ部230の立ち上がりの起点となる点P1と、ハブ歯部28の段差部2

32の立ち上がりの起点となる点P2とが離間距離L2だけ略水平方向にオフセットした位置に設定されている。

[0067] 従って、シャフト歯部22とハブ歯部28とが係合したシャフト12及びハブ14のユニット10に対して回転トルクが付与された場合、シャフト歯部22側の点P1と、ハブ歯部28側の点P2とが所定距離L2だけオフセットしているため、前記ユニット200に付与された応力が前記点P1と点P2とにそれぞれ分散されることにより応力集中を緩和することができる。その結果、シャフト歯部22とハブ歯部28との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。

[0068] なお、テーパ部230の傾斜角度 $\theta$ を緩やかに設定することにより、応力作用面であるテーパ部230の面積を増大させることができ、より一層応力集中が緩和される。

[0069] 前記テーパ部230の立ち上がり角度 $\theta$ と応力緩和及び生産技術性との関係を図23に示す。図23から諒解されるように、前記テーパ部230の立ち上がり角度 $\theta$ を6度〜65度に設定すると良好(○印参照)であり、前記立ち上がり角度 $\theta$ を10度〜30度に設定すると最適(◎印参照)である。

[0070] 前記立ち上がり角度 $\theta$ を6度未満に設定すると、応力の分散が不十分となり、一方、前記立ち上がり角度 $\theta$ が65度を超えると後述する転造ラックによる廉価な転造成形を使用することができなくなり、生産技術性が劣化するからである。

[0071] ここで、シャフト歯部22及びハブ歯部28にそれぞれテーパ部230及び段差部232が形成されていない比較例に係る応力値の特性曲線M(破線参照)と、点P1及びP2がオフセットすることなく鉛直線上に一致して設定されると共に、段差部232が形成されたときの応力値の特性曲線N(実線参照)を、それぞれ図24に示す。オフセットしていない特性曲線Nでは、特性曲線Mと比較して応力値のピークが減少して応力の集中が緩和されているが、鉛直線上に一致する点P1及びP2の部位(図24中の $\alpha$ 部分参照)に集中して応力値が高くなっていることが諒解される。

[0072] また、図25は、図21に示される構造からなり、シャフト歯部22及びハブ歯部28にそれぞれテーパ部230及び段差部232を形成し、テーパ部230の起点である点P1と段差部232の起点である点P2とを水平方向に沿って所定距離L2だけオフセットさせたときの応力値の特性曲線Qを示したものであり、オフセットしていない特性曲線

Mと比較して、点P1と点P2のオフセットした部位(図25中の $\beta$ 部分参照)の応力値がより一層緩和されていることが諒解される。

[0073] 次に、シャフト歯部22側の点P1とハブ歯部28側の点P2とが所定距離だけオフセットした状態における応力値の特性曲線R(実線)と、前記点P1と点P2とがオフセットしていない状態、すなわち水平方向に沿った離間距離が零の状態における応力値の特性曲線S(破線)とを図26に示す。

[0074] この場合、特性曲線R及び特性曲線Sのオフセットの有無部分(図26中の $\gamma$ 部分参照)を比較すると、オフセットしていない特性曲線Nに対してシャフト歯部22側の起点P1とハブ歯部28側の起点P2とがオフセットした特性曲線Mが緩やかな曲線となっており、オフセットさせることにより径の変化部分における応力の集中が緩和されている。

[0075] なお、段階に対応した低荷重特性曲線、中荷重特性曲線、高荷重特性曲線によって応力のピークポイントが、それぞれ点a、点b、点cのように略同一の測定位置Dとなることは、第1の実施の形態と同一である(図10参照)。

[0076] 図27及び図28は、シャフト12とハブ14とを組み付けた際のシャフト歯部22の谷部22bとハブ歯部28の山部28aとの接触状態を示す縦断面図であり、その作用効果は、第1の実施の形態と同一である。また、図13に示されるように、インボリュート形状としてもよい。

[0077] 以上のように、第3の実施の形態では、シャフト12におけるテーパ部230の立ち上がりの起点となる点P1と、ハブ14における段差部232の立ち上がりの起点となる点P2とを所定距離L2だけ略水平方向にオフセットさせて設定している。

[0078] そのため、シャフト歯部22とハブ歯部28とが係合したシャフト12及びハブ14のユニット200に対して回転トルクが付与された場合、前記ユニット200に付与された応力が前記点P1と点P2とにそれぞれ分散されることにより応力集中を緩和することができる。その結果、シャフト歯部22とハブ歯部28との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。

[0079] また、前記シャフト12を駆動力伝達軸とすると共に、前記ハブ14を等速ジョイントにおけるアウト部材の内部に収納されるインナ部材とすることにより、前記駆動力伝達

軸から回転トルクが前記ハブ14へと伝達された際、前記シャフト12及びハブ14との係合部位に対する応力を好適に緩和して、前記駆動力を等速ジョイントにおけるアウタ部材へと確実に伝達することができる。

[0080] 次に、本発明の第4の実施の形態に係る動力伝達機構が適用されたシャフト及びハブのユニット300を図29に示す。図30は、シャフト歯部22の谷部22bとハブ歯部28の山部28aとが係合した状態におけるシャフト12の軸線方向に沿った部分拡大縦断面図である。

[0081] 図30に示されるように、シャフト歯部22の谷部22bは、シャフトシャンク24側に向かって水平方向に所定距離だけ延在され、中央点P0からシャフトシャンク24側に所定距離だけ移動した点P1を起点としてハブ歯部28側に向かって所定角度傾斜しながら膨出した段差部330が形成されている。

[0082] この段差部330は、点P2を起点として水平方向に所定距離だけ延在してシャフトシャンク24に連続するように形成されている。換言すると、シャフト歯部22は、谷部22bにおける谷部径 $\phi D1$ から段差部330における谷部径 $\phi D2$ へと変化(増大)するように形成されている。

[0083] この場合、前記段差部330は、例えば、傾斜面又は所定の曲率半径からなる円弧状の曲面又は複合面等によって形成するとよい。

[0084] また、シャフト歯部22の山部22aの外径は、図30～図33に示されるように、軸線方向に沿って一定で変化しないものと、図34に示されるように、山部22aの外径が点P1の近傍部位からシャフトシャンク24側に向かって徐々に縮径(歯丈が短縮)するように変化するものとの両方が含まれる。前記山部22aの外径をシャフトシャンク24側に向かって徐々に縮径させることにより、後述する転造ラックによる製造が容易となる。また、回転トルクの伝達機能が低下することがない。なお、図34中における記号Hは、山部22aの外径の変化(落ち込み)と対比するための水平線を示す。

[0085] 一方、ハブ歯部28の山部28aは、ハブ14の軸線方向に沿って一定の内径 $\phi D3$ で変化しないように形成されると共に、前記山部28aと同様に、谷部28bの内径 $\phi D4$ も前記ハブ14の軸線方向に沿って一定で変化しないものとする。

[0086] 前記谷部径 $\phi D1$ 、 $\phi D2$ は、それぞれ、シャフト12の軸心からシャフト歯部22の谷

部22bの底面までの離間距離を示したものであり、前記山部径  $\phi D3$  は、シャフト12の軸心からハブ歯部28の山部28aの歯先までの離間距離を示したものである。

- [0087] 従って、シャフト歯部22とハブ歯部28とが係合したシャフト12及びハブ14のユニット300に対して回転トルクが付与された場合、前記ユニット300に付与された応力が、ハブ歯部28におけるシャフト歯部22の点P1と対向するT1部と、該シャフト歯部22の段差部330と対向するT2部とにそれぞれ分散されることにより応力集中を緩和することができる(図30参照)。
- [0088] この結果、応力の集中を緩和して分散させることができるため、シャフト歯部22とハブ歯部28との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。
- [0089] また、図31に示されるように、シャフト歯部22の谷部22bにおける点P1、点P2'、点P3を結んだ直角三角形の断面積を増大させ、点P1及び点P3を結ぶ線分P13と点P1及び点P2'を結ぶ線分P12'とがなす角度 $\theta$ 、すなわち、段差部330の傾斜角度 $\theta$ を緩やかに設定することにより、前記段差部330に形成された第1テーパ部332によって応力集中がより一層緩和される。
- [0090] 前記段差部330(第1テーパ部332)の傾斜角度 $\theta$ と応力緩和及び生産技術性との関係を図35に示す。図35から諒解されるように、前記傾斜角度 $\theta$ を5度〜45度に設定すると良好(○印参照)であり、前記傾斜角度 $\theta$ を10度〜35度に設定すると最適(◎印参照)である。
- [0091] 前記傾斜角度 $\theta$ を5度未満に設定すると、応力分散効果を十分に発揮することができないと共に、後述する転造ラックによる生産が困難であって不適である。一方、前記傾斜角度 $\theta$ が45度を超えるように設定されると、階段状の段差部330に応力が過剰に集中するという問題があると共に、後述する転造ラックの耐久性を劣化させるといふ他の問題がある。
- [0092] 段差部330がない通常のシャフト及びハブのスプライン嵌合では、シャフトシャंक24の近傍部位に応力のピークポイントが発生するが、第4の実施の形態では、シャフト歯部22に段差部330を設けて点P1と対向するハブ歯部28にもある程度の応力が集中するように構成し、シャフトシャंक24側に集中する応力を分散させている。この場合、シャフト歯部22の段差部330の傾斜角度 $\theta$ を、例えば、90度のように大きく設

定しすぎると点P1と対向するハブ歯部28に応力が過剰に集中しすぎて応力分散（応力緩和）効果を発揮することができない。従って、前記段差部330の立ち上がり角度である傾斜角度 $\theta$ を適正に設定することにより、シャフトシャंक24の近傍に発生する応力の集中を好適に分散させて、ピークポイントにおける応力値を低減することができる。

[0093] 一方、図32に示されるように、上述したシャフト歯部22に係合されるハブ14aにおいて、水平方向に延在するハブ歯部28の山部28aに対して点P4を立ち上がりの起点とし、シャフトシャंक24側に向かって所定角度で傾斜して延在する第2テーパ部334を形成するようにしてもよい。この第2テーパ部334は、シャフト歯部22の段差部330の起点となる点P1及び第1テーパ部332と対向するように形成され、前記シャフト歯部22から離間する方向に山部径 $\phi D5$ から $\phi D6$ へと拡径するように形成される。

[0094] なお、シャフト歯部22における段差部330（第1テーパ部332）の起点となる点P1と、ハブ歯部28における第2テーパ部334の起点となる点P4とをシャフト12の軸線方向に沿って所定距離だけオフセットさせるように設定してもよいし、前記点P1と点P4とを鉛直線上に一致させるように設定してもよい。この場合、シャフト歯部22側に形成された段差部330とハブ歯部28側に形成された第2テーパ部334の共働作用下に、前記ハブ歯部28の第2テーパ部334に付与される応力が分散されて応力集中を緩和することができる。

[0095] このように第2テーパ部334が形成されたハブ歯部28とシャフト歯部22とが係合したシャフト12及びハブ14aのユニット300に対して回転トルクが付与された場合、該ユニット300に付与された応力が第2テーパ部334によってハブ歯部28におけるシャフト歯部22の点P1と対向するU1部と、点P2' と対向するU2部とにそれぞれ分散され、応力集中を緩和して応力値のピークを低減することができる。その結果、ハブ歯部28に形成された第1テーパ部332によってシャフト歯部22とハブ歯部28との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。

[0096] さらにまた、図33に示されるように、前記シャフト歯部22に係合されるハブ14bにおいて、水平方向に延在するハブ歯部28の山部28aに対して点P5を立ち上がりの起点としてシャフトシャंक24側に向かって所定の曲率半径Rで延在する円弧部336を

形成するようにしてもよい。この円弧部336は、シャフト歯部22の段差部330の起点となる点P1及び第1テーパ部332と対向するように形成され、前記シャフト歯部22より離間する方向に窪んで形成されている。

[0097] なお、シャフト歯部22における段差部330(第1テーパ部332)の起点となる点P1と、ハブ歯部28における円弧部336の起点となる点P5とをシャフト12の軸線方向に沿って所定距離だけオフセットさせるように設定してもよいし、前記点P1と点P5とを鉛直線上に一致させるように設定してもよい。この場合、シャフト歯部22側に形成された段差部330とハブ歯部28側に形成された円弧部336の共働作用下に、前記ハブ歯部28の円弧部336に付与される応力が分散されて応力集中を緩和することができる。

[0098] このように円弧部336が形成されたハブ歯部28とシャフト歯部22とが係合したシャフト12及びハブ14bのユニット300に対して回転トルクが付与された場合、該ユニット300に付与された応力が円弧部336によってハブ歯部28におけるシャフト歯部22の点P1と対向するV1部と、点P2' と対向するV2部とにそれぞれ分散され、応力集中を緩和して応力値のピークを低減することができる。その結果、ハブ歯部28に形成された円弧部336によってシャフト歯部22とハブ歯部28との係合部位に対する静的強度及び疲労強度を向上させることができる。

[0099] シャフト歯部22に段差部330が形成されていない比較例に係る応力値の特性曲線A(破線参照)と、点P1を起点としてシャフト歯部22に段差部330が形成された場合の応力値の特性曲線B(実線参照)とは、第1の実施の形態に係る図7と同一に示される。特性曲線Aと特性曲線Bとを比較すると、段差部330を有する構造の特性曲線Bでは、応力値のピークが減少して応力の集中が緩和されていることが諒解される。

[0100] また、前記段差部330の傾斜角度 $\theta$ を、前記特性曲線Bと比較して緩やかに設定したときの応力値の特性曲線Cは、第1の実施の形態に係る図8と同一に示される。前記傾斜角度 $\theta$ が緩やかに設定された第1テーパ部332を形成することにより、前記第1テーパ部332によって応力がより一層緩和されることが諒解される。

[0101] なお、入力される荷重の度合いに対応して付与される応力のピークポイントが、それぞれ、点a、点b、点cのように略同一の測定位置Dとなることは、第1の実施の形態



と同一である(図10参照)。

[0102] 図36及び図37は、シャフト12とハブ14とを組み付けた際のシャフト歯部22の谷部22bとハブ歯部28の山部28aとの接触状態を示す縦断面図であり、その作用効果は、第1の実施の形態に係る図11及び図12と同一である。

[0103] 次に、シャフト歯部22のスプライン歯20の製造方法について説明する。

[0104] 図38に示されるように、超硬材料によって略直線状に形成された上下一組の転造ラック40a、40bの間に、前加工であるツール加工によって所定形状に形成された棒状の被加工物42を挿入し、相互に対向する一組の転造ラック40a、40bによって被加工物42を押圧した状態において、図示しないアクチュエータの駆動作用下に前記一組の転造ラック40a、40bを相互に反対方向(矢印方向)に変位させることにより、被加工物42の外周面に対してスプライン加工が施される。

[0105] 転造成形を用いることにより、シャフト歯部22のスプライン歯20を簡便に成形することができる。なお、前記ツール加工によりシャフト歯部22のスプライン歯20の歯先には、約50  $\mu$ m程度の深さからなる図示しないツール溝(ツール目)が形成される。

[0106] また、転造成形を用いた場合、圧造(鍛造)成形と比較して、成形サイクルが速く、前記転造ラック40a、40b等の成形歯具の耐久性を向上させることができる。さらに、転造成形では、転造ラック40a、40b等の成形歯を再研磨して再利用することが可能である。従って、転造成形を用いた場合、圧造(鍛造)成形と比較して、寿命、成形サイクル、再利用等の点からコスト的に有利である。

[0107] ただし、転造成形の場合は歯先へ向かっての肉流れによって成形されるため、歯先の断面形状は必ずしも均等でない場合がある。

## 請求の範囲

- [1] シャフト(12)に形成されたシャフト歯部(22)と、前記シャフト(12)の外周側に配置されたハブ(14)のハブ歯部(28)とが係合することにより、前記シャフト(12)及びハブ(14)間で相互にトルク伝達が可能に結合された機構において、
- 前記シャフト歯部(22)は、歯厚が一定の直線状からなる山部(22a)と、前記シャフト(12)の端部からシャフトシャंक(24)側に向かって外径が変化する谷部(22b)とを有し、
- 前記ハブ歯部(28)は、歯厚が一定の直線状からなり、且つ、端部からシャフトシャंक(24)側に向かって内径が変化する山部(28a)と、軸線方向に沿って一定の内径からなる谷部(28b)とを有し、
- 前記シャフト歯部(22)の谷部(22b)には、ハブ歯部(28)側に向かって膨出する第1段差部(30)が形成され、前記ハブ歯部(28)の山部(28a)には、該シャフト歯部(22)側と反対方向に窪んだ第2段差部(32)が形成されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。
- [2] 請求項1記載の機構において、
- 前記第1段差部(30)の起点(P1)と前記第2段差部(32)の起点(P2)とがそれぞれ所定距離(L4)だけオフセットした位置に設定されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。
- [3] 請求項1記載の機構において、
- 前記第1段差部(30)の傾斜角度( $\theta$ )は、5度〜45度に設定されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。
- [4] 請求項1記載の機構において、
- 前記シャフト歯部(22)の山部(22a)の外径は、軸線方向に沿って一定に形成されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。
- [5] 請求項1記載の機構において、
- 前記シャフト歯部(22)の山部(22a)の端部近傍の外径は、シャフトシャंक(24)側に向かって徐々に縮径するように形成されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[6] シャフト(12)に形成されたシャフト歯部(22)と、前記シャフト(12)の外周側に配置されたハブ(14)のハブ歯部(28)とが係合することにより、前記シャフト(12)及びハブ(14)間で相互にトルク伝達が可能に結合された機構において、

前記シャフト歯部(22)は、歯厚が一定の直線状からなる山部(22a)と、前記シャフト(12)の端部からシャフトシャंक(24)側に向かって外径が変化する谷部(22b)とを有し、

前記ハブ歯部(28)は、歯厚が一定の直線状からなり、且つ、端部からシャフトシャंक(24)側に向かって内径が変化する山部(28a)と、軸線方向に沿って一定の内径からなる谷部(28b)とを有し、

前記シャフト歯部(22)の谷部(22b)には、前記ハブ歯部(28)側に向かって所定の曲率で延在する円弧部(130)が形成され、前記ハブ歯部(28)の山部(28a)には、前記円弧部(130)に臨み、該シャフト歯部(22)側と反対方向に窪んだ段差部(132)が形成されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[7] 請求項6記載の機構において、

前記シャフト歯部(22)の谷部(22b)に連続する円弧部(130)の起点(P1)と、前記ハブ歯部(28)の山部(28a)に連続する段差部(132)の起点(P2)とは、それぞれ所定距離(L2)だけオフセットした位置に設定されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[8] シャフト(12)に形成されたシャフト歯部(22)と、前記シャフト(12)の外周側に配置されたハブ(14)のハブ歯部(28)とが係合することにより、前記シャフト(12)及びハブ(14)間で相互にトルク伝達が可能に結合された機構において、

前記シャフト歯部(22)は、歯厚が一定の直線状からなる山部(22a)と、前記シャフト(12)の端部からシャフトシャंक(24)側に向かって外径が変化する谷部(22b)とを有し、

前記ハブ歯部(28)は、歯厚が一定の直線状からなり、且つ、端部からシャフトシャंक(24)側に向かって内径が変化する山部(28a)と、軸線方向に沿って一定の内径からなる谷部(28b)とを有し、

前記シャフト歯部(22)の谷部(22b)には、前記ハブ歯部(28)側に向かって徐々

に拡張するテーパ部(230)が形成され、前記ハブ歯部(28)の山部(28a)には、前記テーパ部(230)に臨み該シャフト歯部(22)側と反対方向に窪んだ段差部(232)が形成されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[9] 請求項8記載の機構において、

前記テーパ部(230)の起点(P1)と前記段差部(232)の起点(P2)とがそれぞれ所定距離(L2)だけオフセットした位置に設定されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[10] 請求項8記載の機構において、

前記シャフト歯部(22)に形成されたテーパ部(230)の立ち上がり角度( $\theta$ )は、6度〜65度に設定されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[11] シャフト(12)に形成されたシャフト歯部(22)と、前記シャフト(12)の外周側に配置されたハブ(14)のハブ歯部(28)とが係合することにより、前記シャフト(12)及びハブ(14)間で相互にトルク伝達が可能に結合された機構において、

前記シャフト歯部(22)は、歯厚が一定の直線状からなる山部(22a)と、前記シャフト(12)の端部からシャフトシャンク(24)側に向かって外径が変化し前記ハブ歯部(28)側に向かって所定角度傾斜しながら膨出する段差部(330)が形成された谷部(22b)とを有し、

前記ハブ歯部(28)は、歯厚が一定の直線状からなり、且つ、前記端部から前記シャフトシャンク(24)側に向かう軸線方向に沿って一定の内径からなる山部(28a)と谷部(28b)とを有することを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[12] 請求項11記載の機構において、

前記段差部(330)の傾斜角度( $\theta$ )は、5度〜45度に設定されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[13] シャフト(12)に形成されたシャフト歯部(22)と、前記シャフト(12)の外周側に配置されたハブ(14)のハブ歯部(28)とが係合することにより、前記シャフト(12)及びハブ(14)間で相互にトルク伝達が可能に結合された機構において、

前記シャフト歯部(22)は、歯厚が一定の直線状からなる山部(22a)と、前記シャフト(12)の端部からシャフトシャンク(24)側に向かって外径が変化する谷部(22b)とを

有し、

前記ハブ歯部(28)は、歯厚が一定の直線状からなり、且つ、端部からシャフトシャ  
ンク(24)側に向かって内径が変化する山部(28a)と、軸線方向に沿って一定の内  
径からなる谷部(28b)とを有し、

前記シャフト歯部(22)の谷部(22b)には所定角度傾斜するテーパ部(332)が形  
成されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[14] 請求項13記載の機構において、

前記ハブ歯部(28)の山部(28a)には、前記シャフト歯部(22)の谷部(22b)に形  
成された前記第1テーパ部(332)に対向する第2テーパ部(334)が形成されることを  
特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[15] 請求項13記載の機構において、

前記第1テーパ部(332)の立ち上がりの起点(P1)と前記第2テーパ部(334)の立  
ち上がりの起点(P4)とがシャフト(12)の軸線方向に沿って所定距離だけオフセット  
した位置に設定されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

[16] 請求項13記載の機構において、

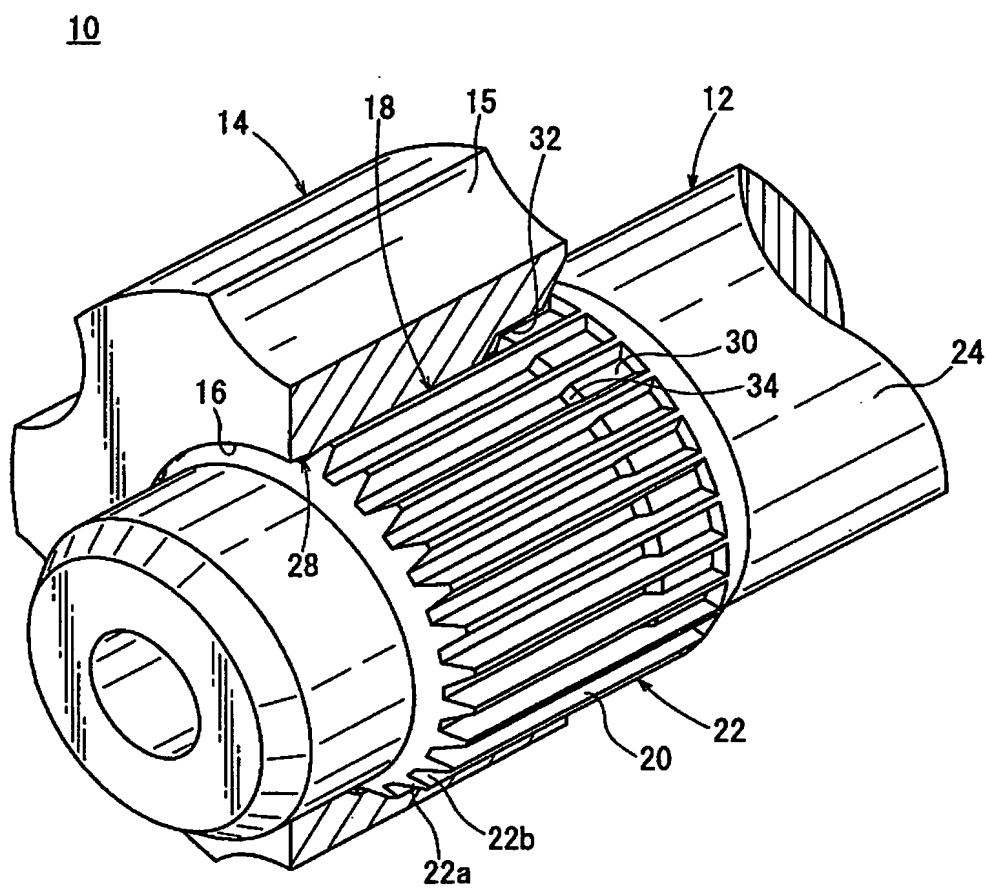
前記ハブ歯部(28)の山部(28a)には、前記シャフト歯部(22)から離間する方向に  
所定の曲率で窪んだ円弧部(336)が形成されることを特徴とするシャフト及びハブの  
動力伝達機構。

[17] 請求項16記載の機構において、

前記テーパ部(332)の立ち上がりの起点(P1)と前記円弧部(336)の立ち上がり  
の起点(P5)とがシャフト(12)の軸線方向に沿って所定距離だけオフセットした位置  
に設定されることを特徴とするシャフト及びハブの動力伝達機構。

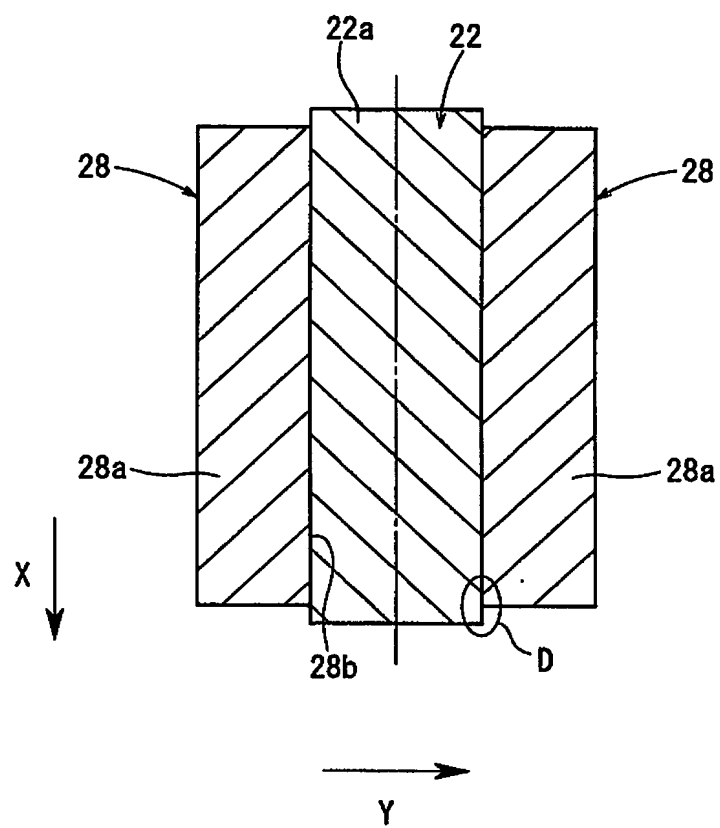
[図1]

FIG. 1

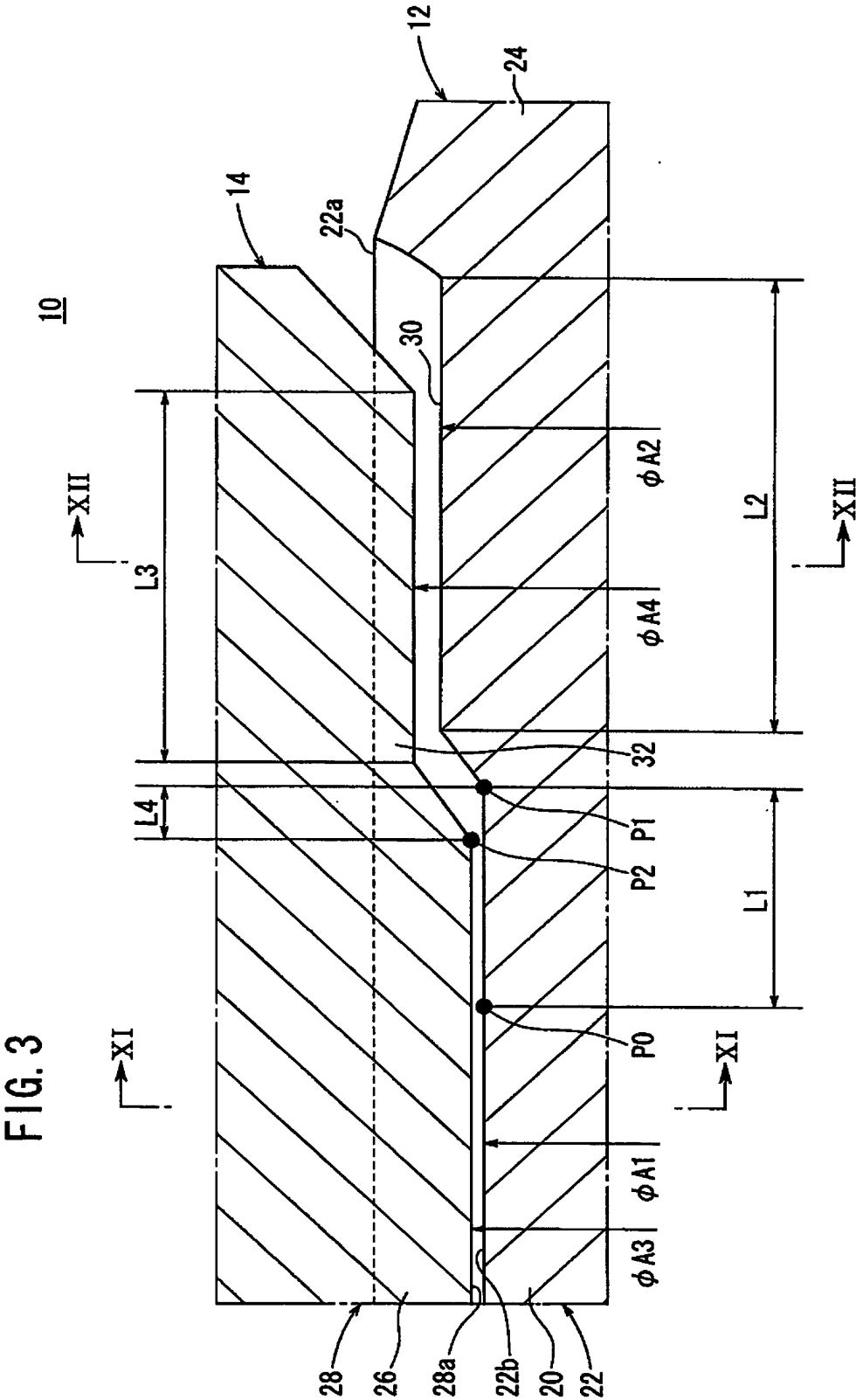


[図2]

FIG. 2



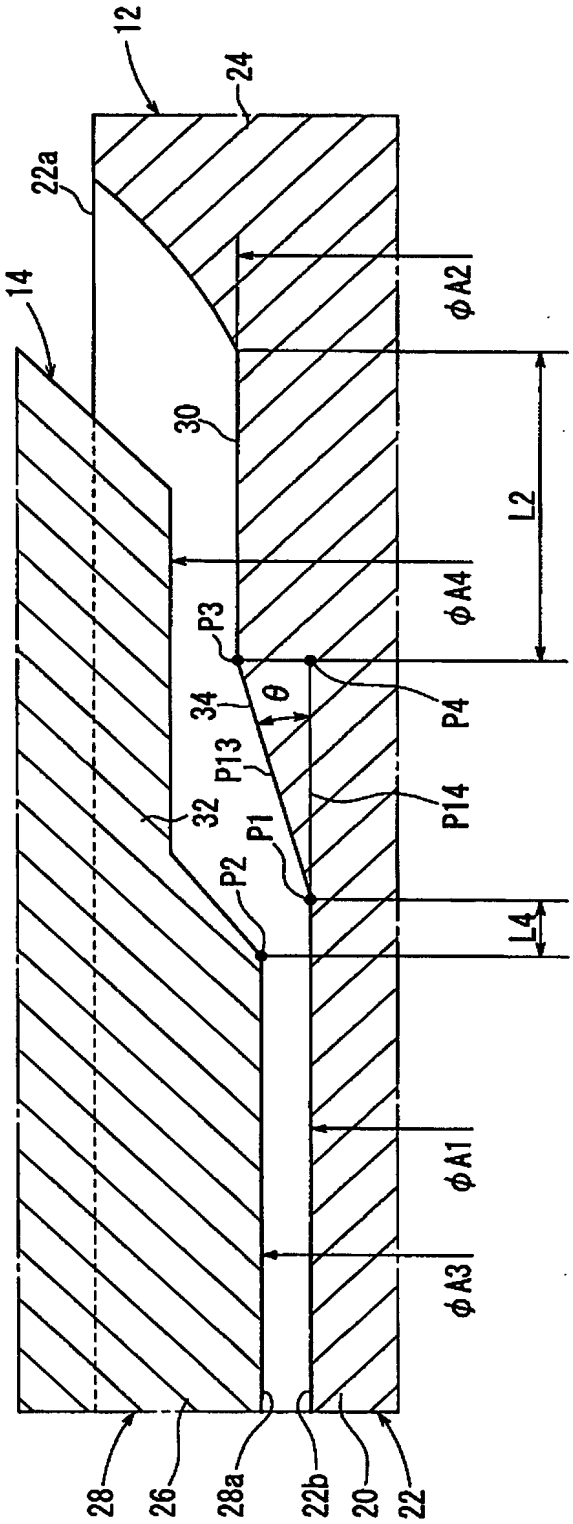
[図3]





[図4]

FIG. 4





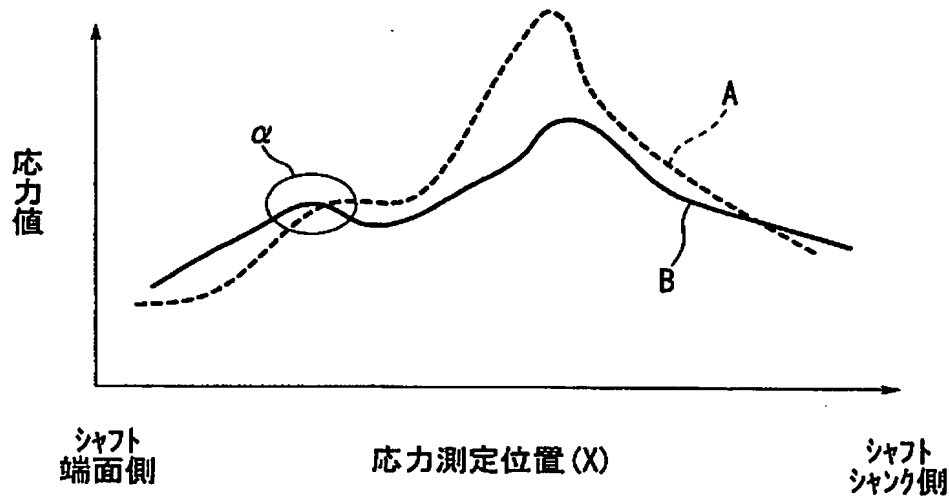
[図6]

FIG. 6

傾斜角度 $\theta$	3°	5°	10°	15°	25°	35°	45°	90°
応力緩和	×	○	◎	◎	◎	◎	○	×
生産技術性	×	○	◎	◎	◎	◎	○	×

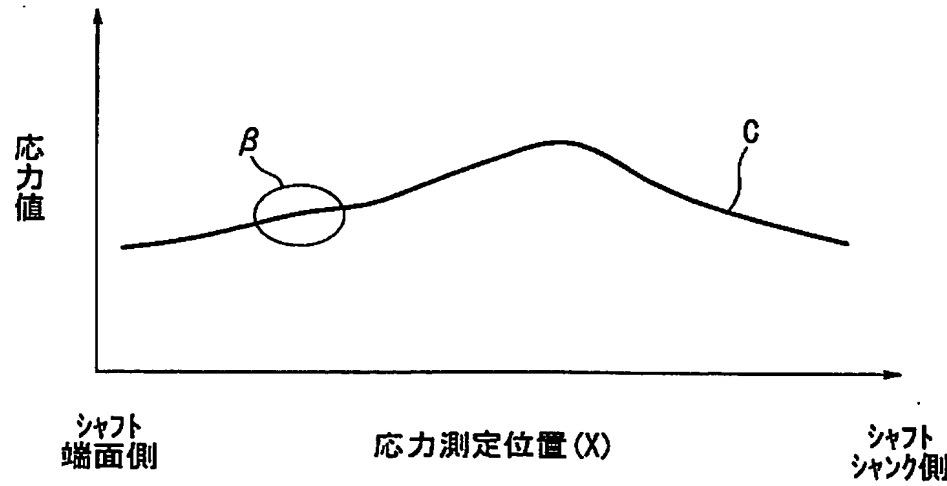
[図7]

FIG. 7



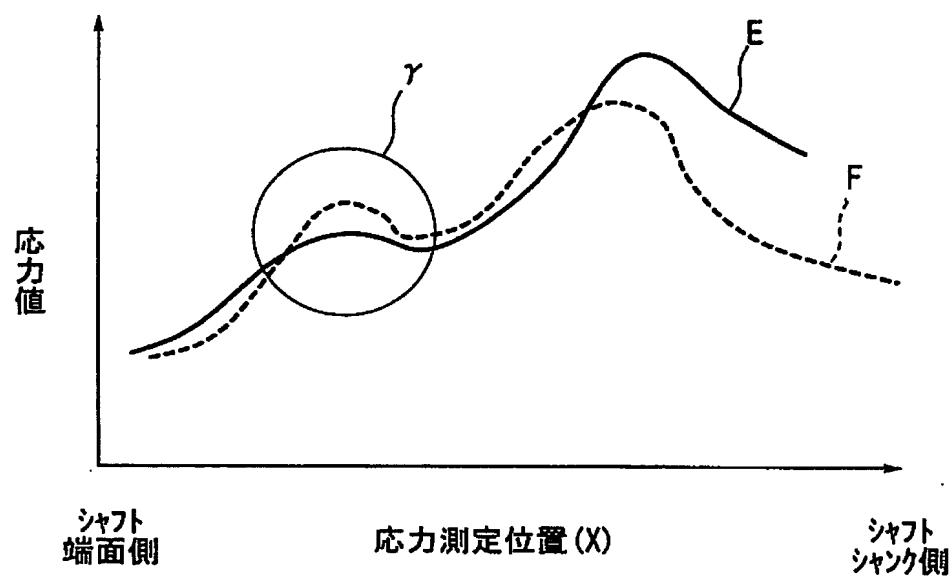
[図8]

FIG. 8



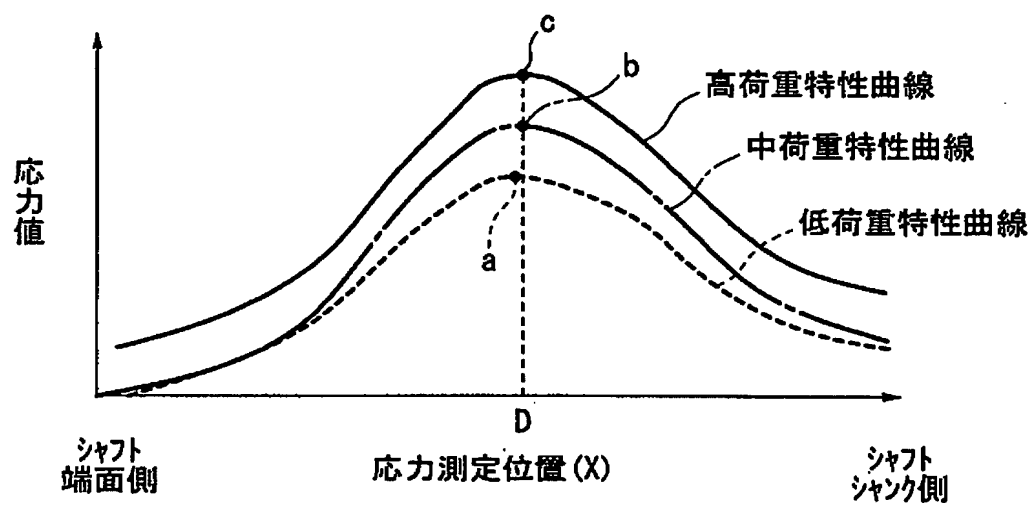
[図9]

FIG. 9



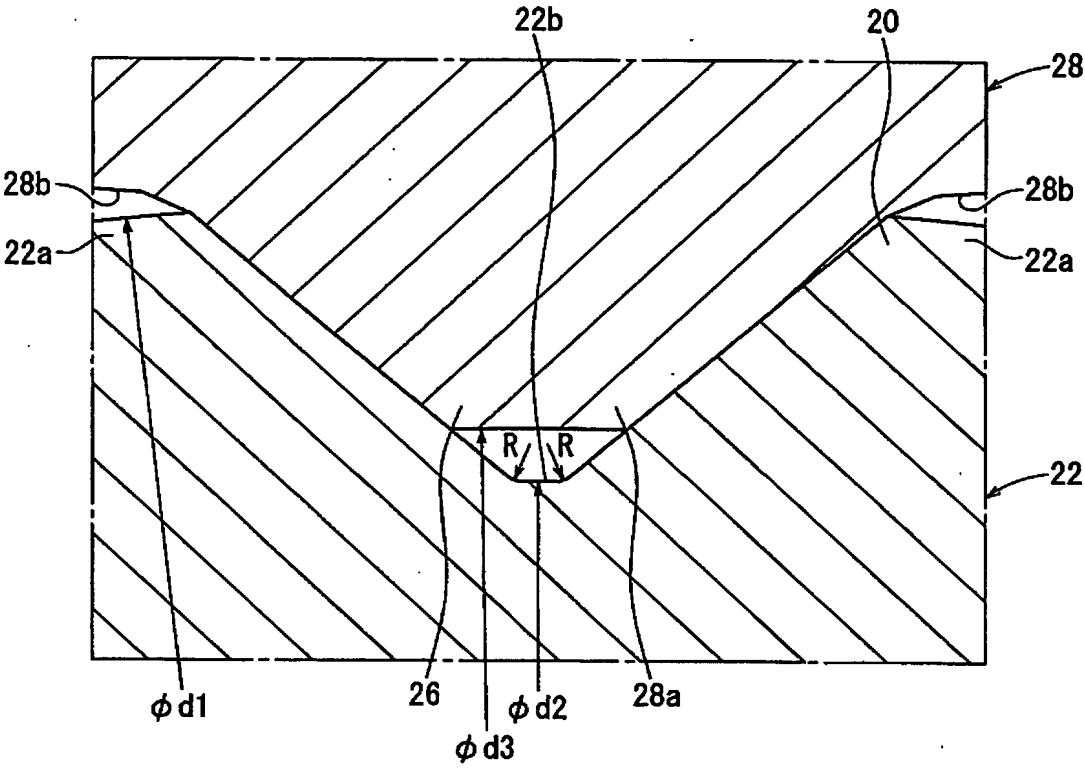
[図10]

FIG. 10



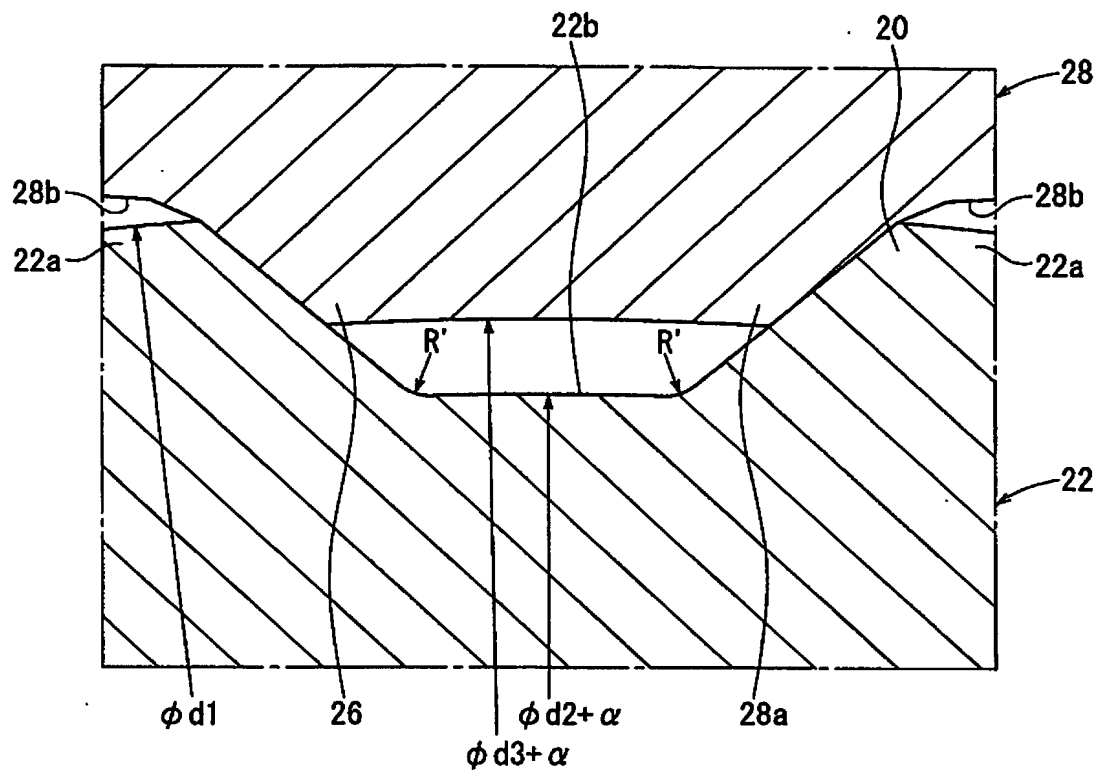
[図11]

FIG. 11

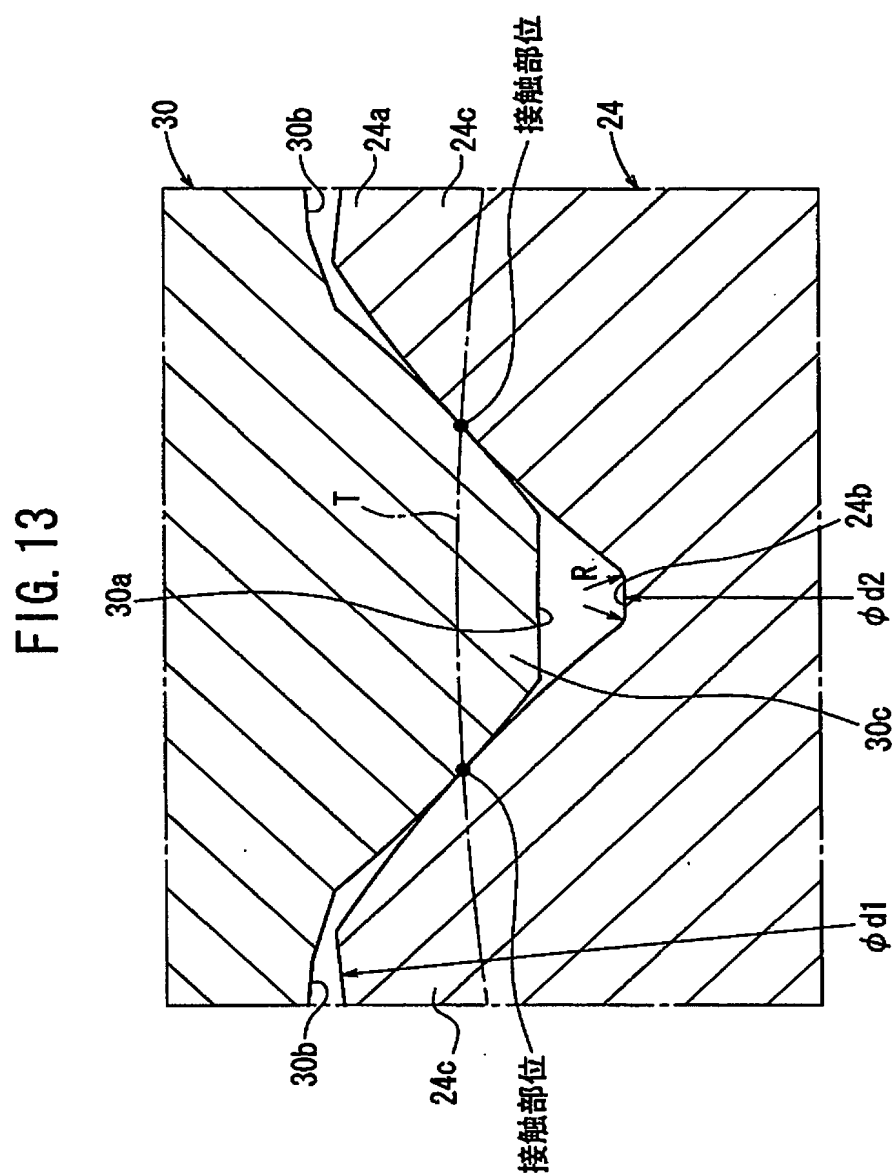


[図12]

FIG. 12

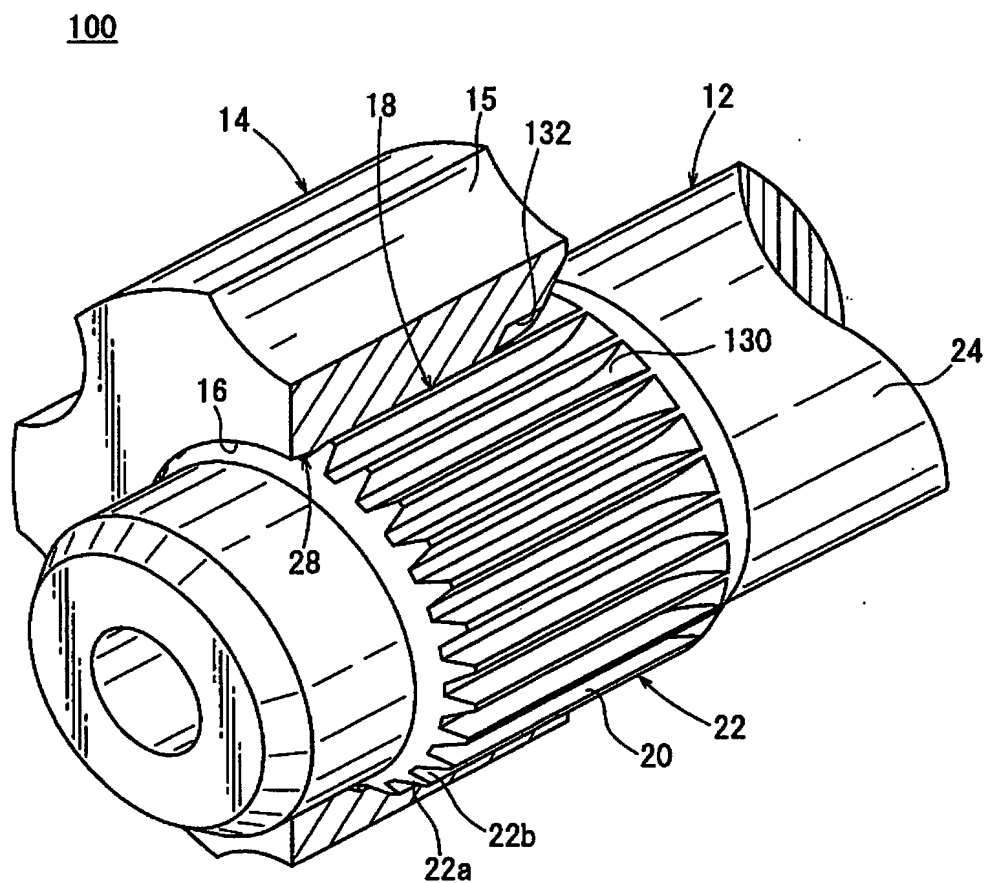


[図13]



[FIG. 14]

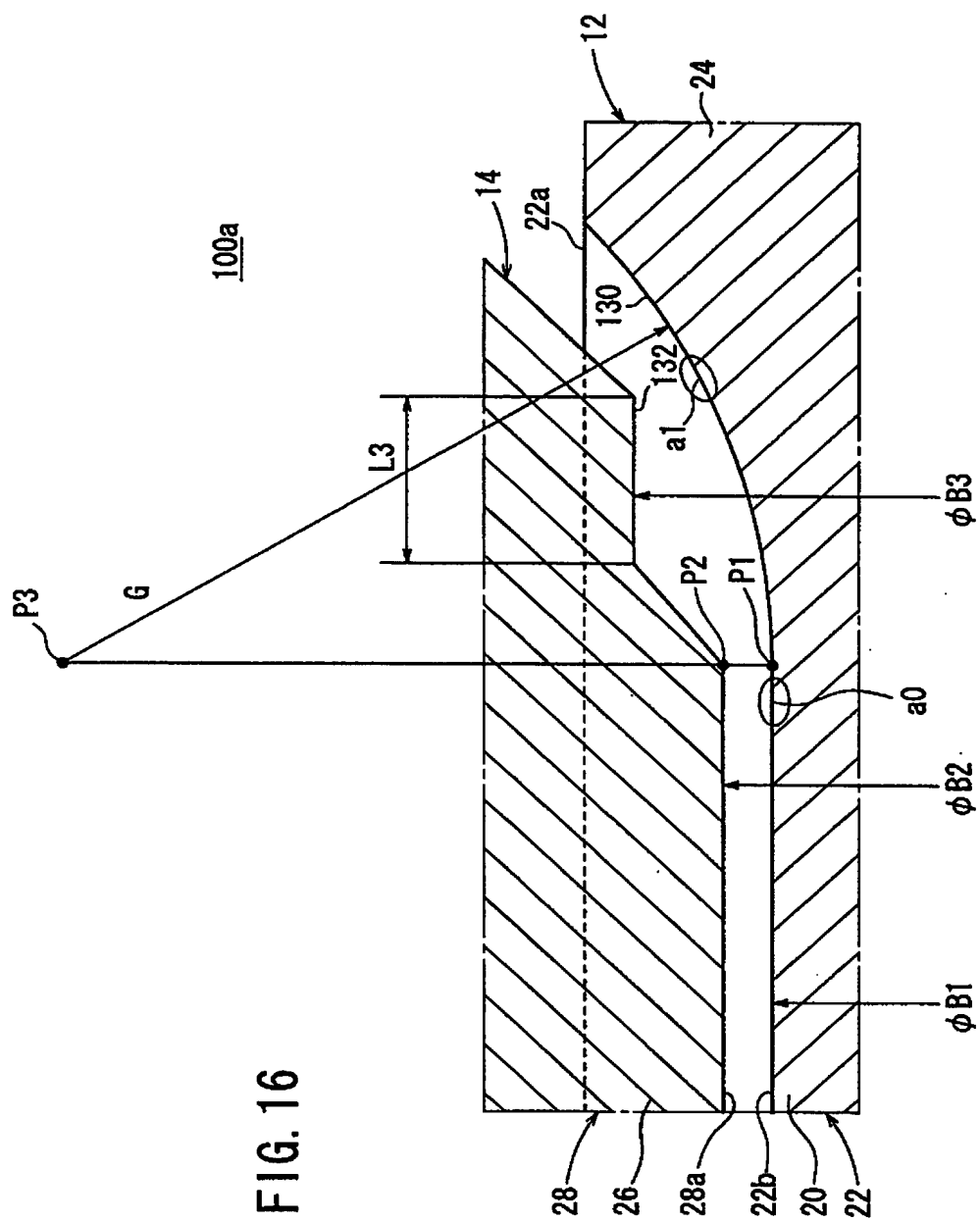
FIG. 14





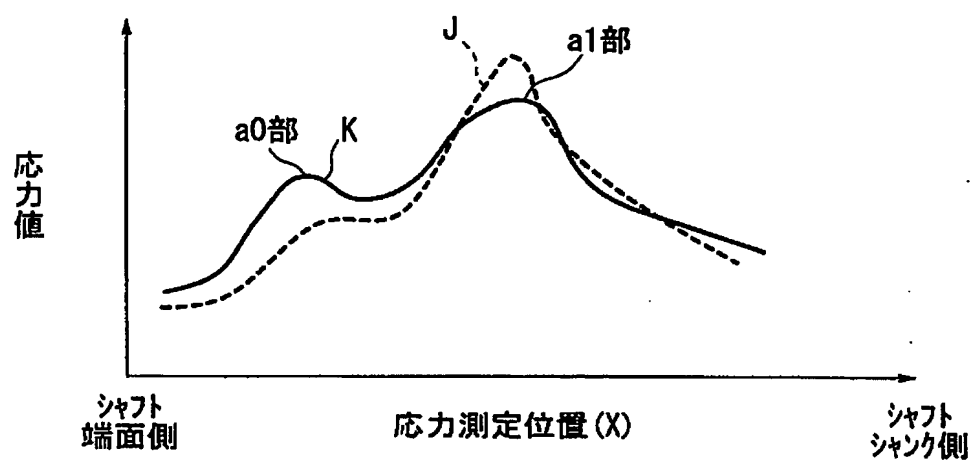


[図16]



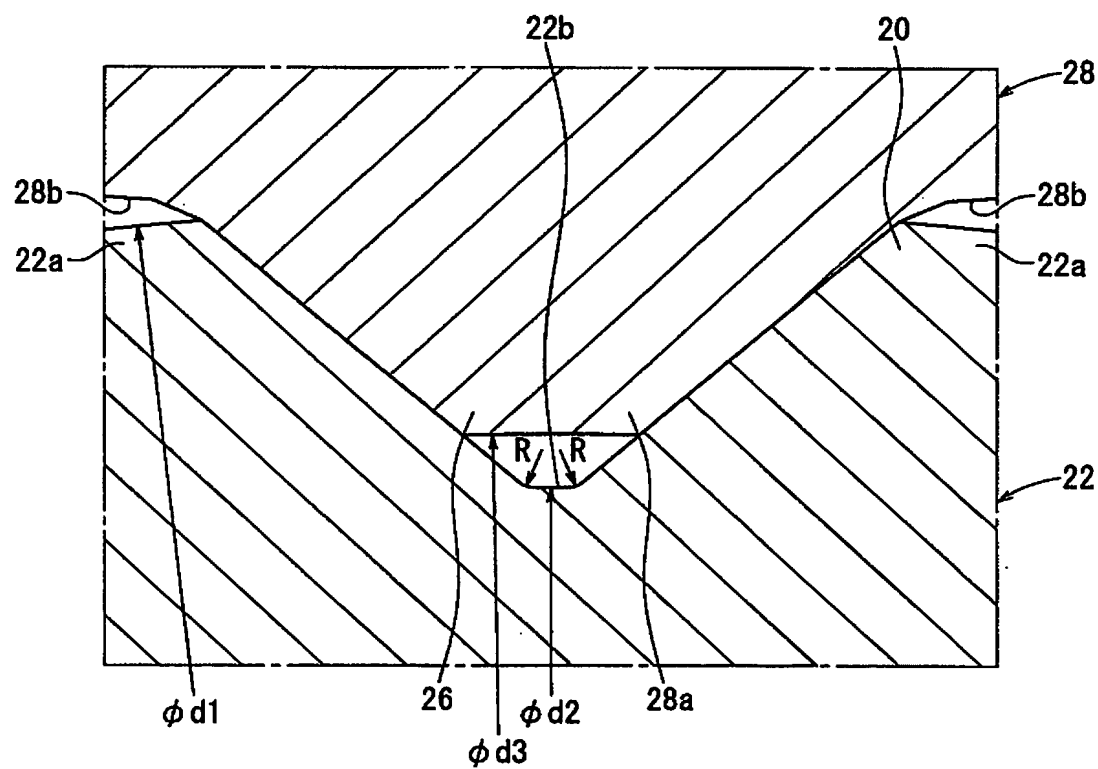
[図17]

FIG. 17



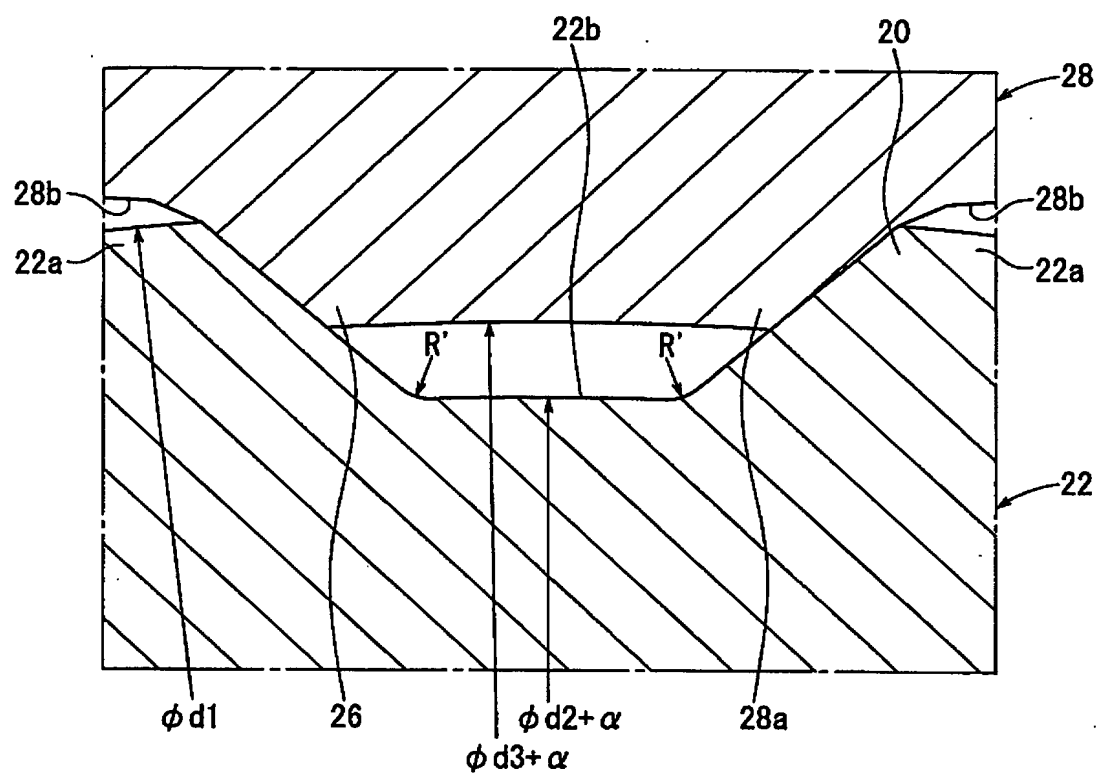
[図18]

FIG. 18



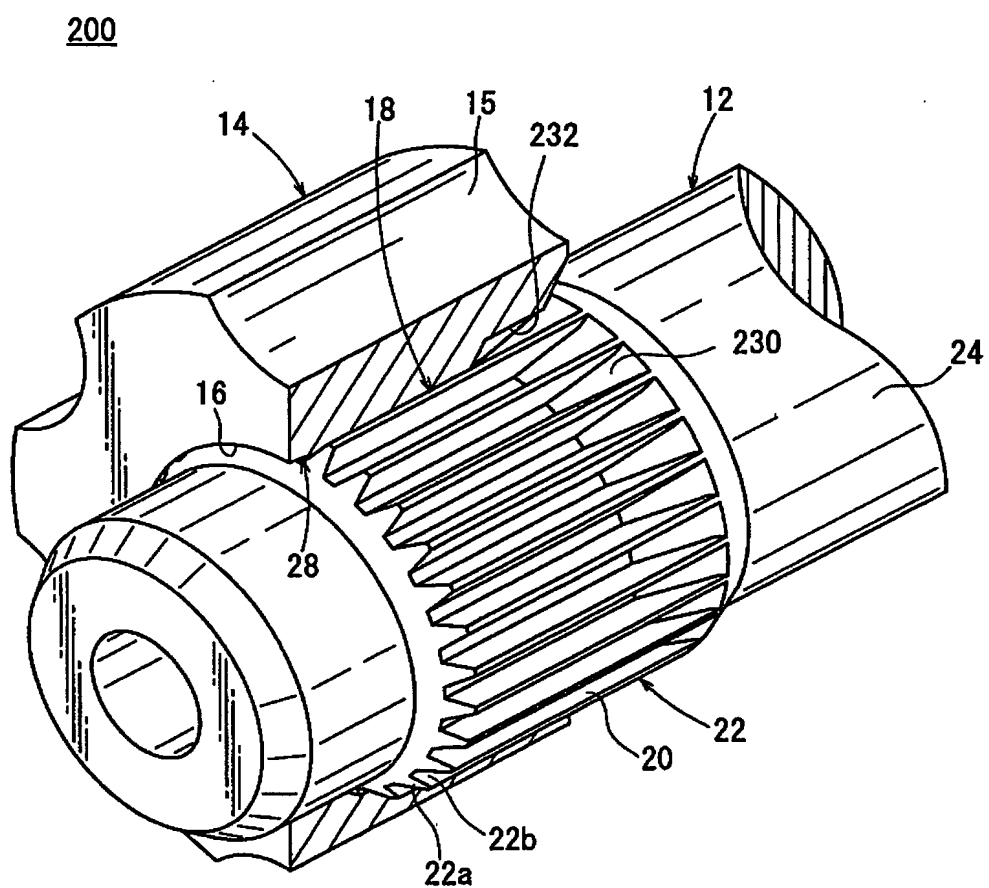
[FIG. 19]

FIG. 19



[図20]

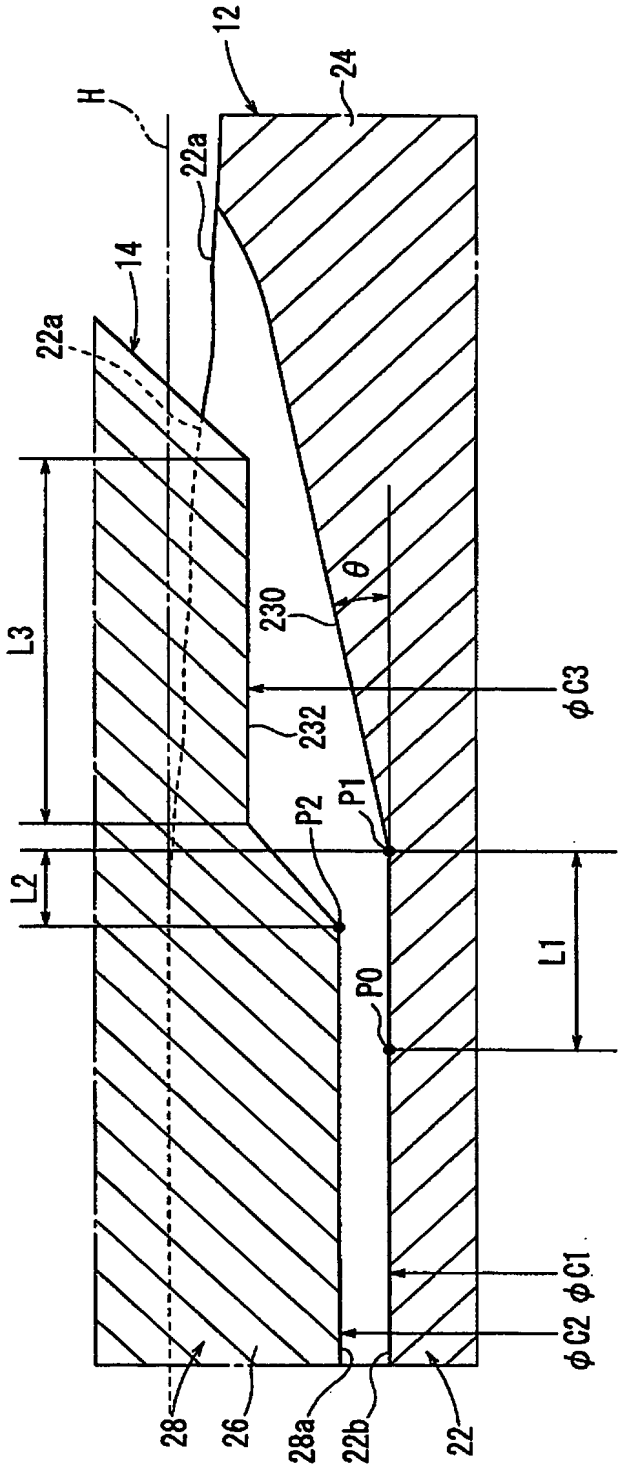
FIG. 20





[図22]

FIG. 22



[図23]

FIG. 23

	2°	4°	6°	8°	10°	15°	30°	45°	65°	90°
応力緩和	×	×	○	○	◎	◎	◎	◎	○	×
生産技術性	◎	◎	◎	◎	◎	◎	◎	○	○	×

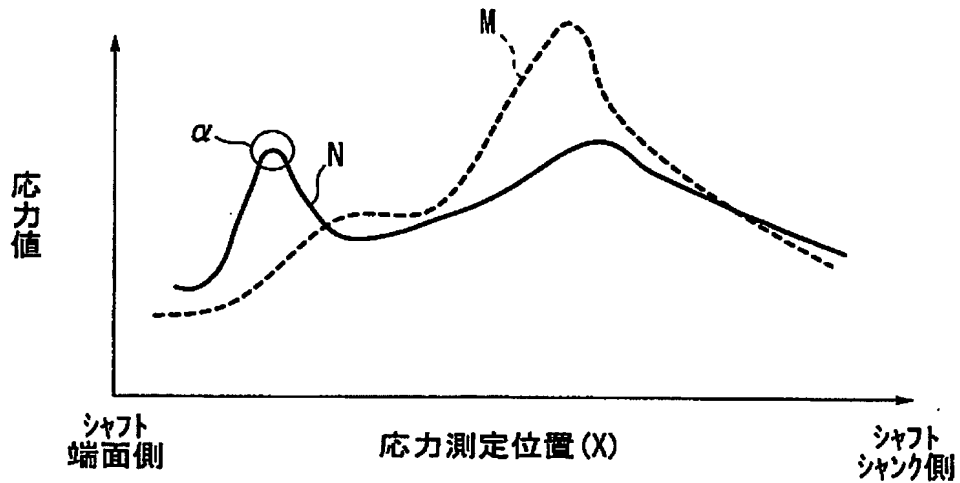
◎は極めて良好

○は良好

×は不適

[図24]

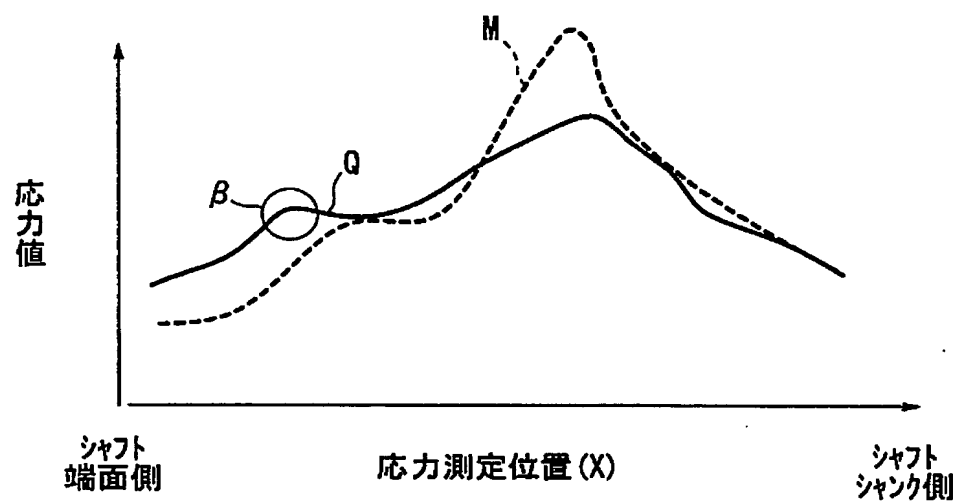
FIG. 24





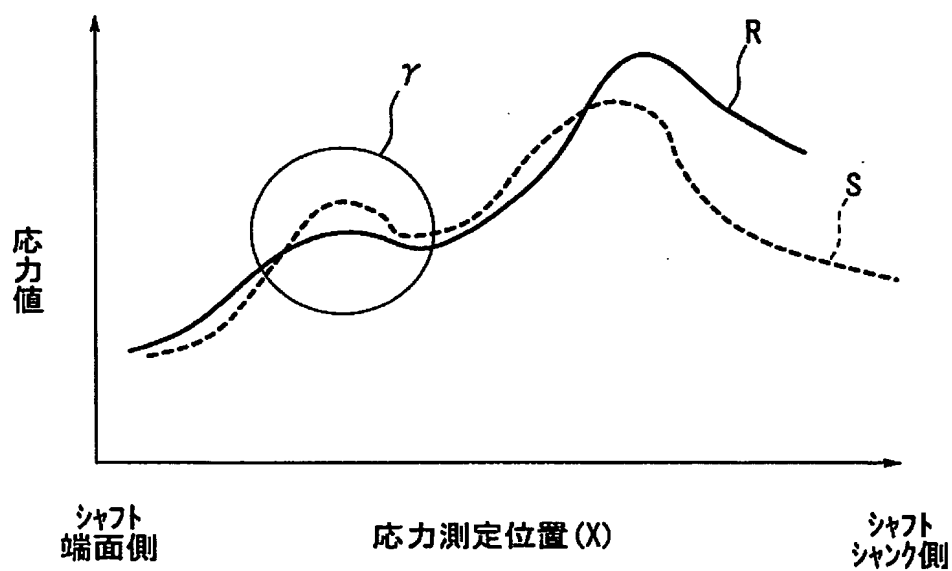
[図25]

FIG. 25



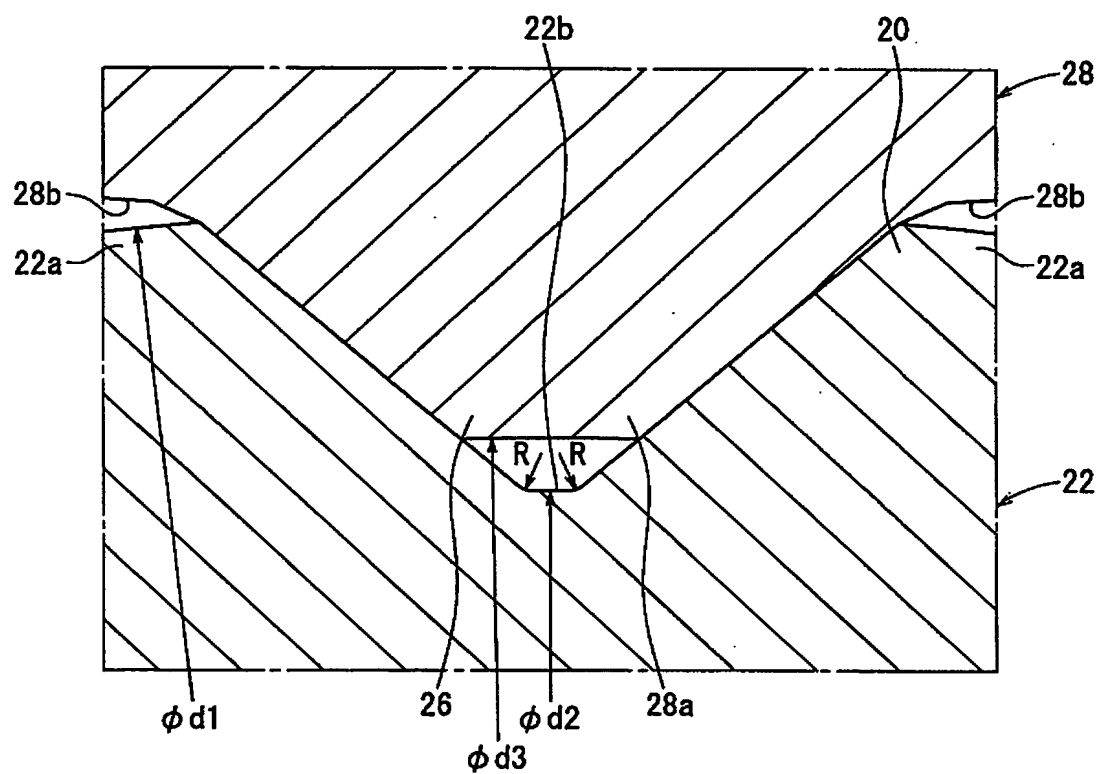
[図26]

FIG. 26



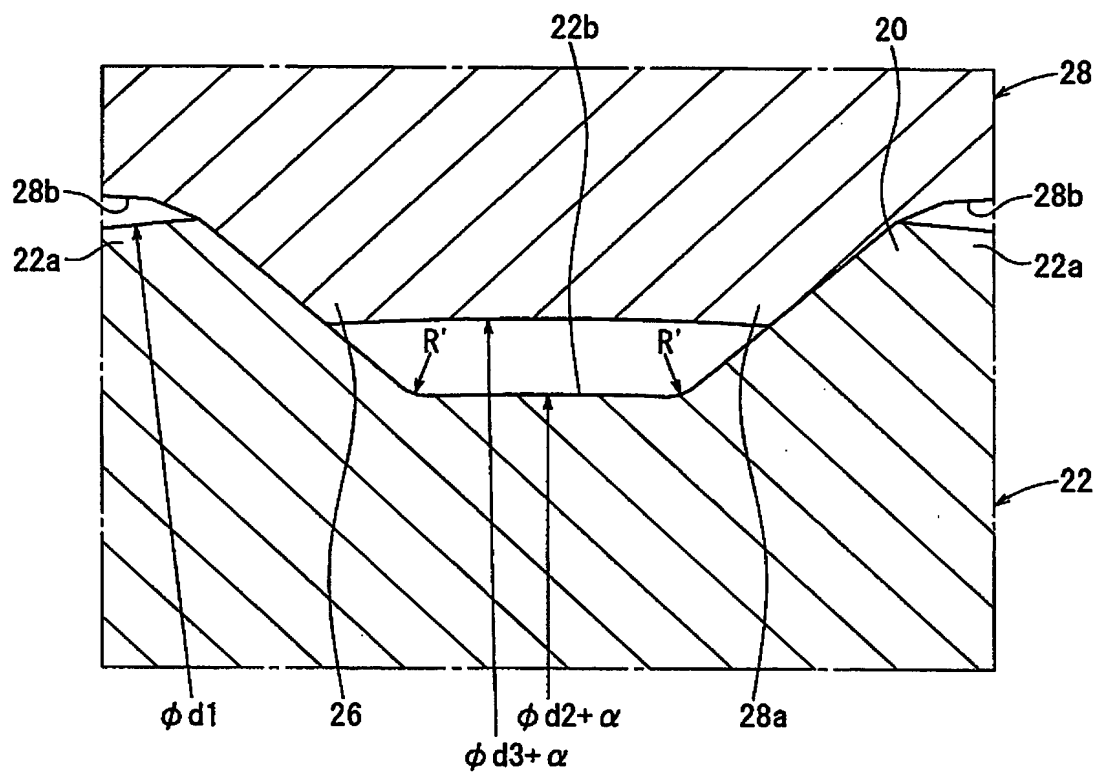
[図27]

FIG. 27



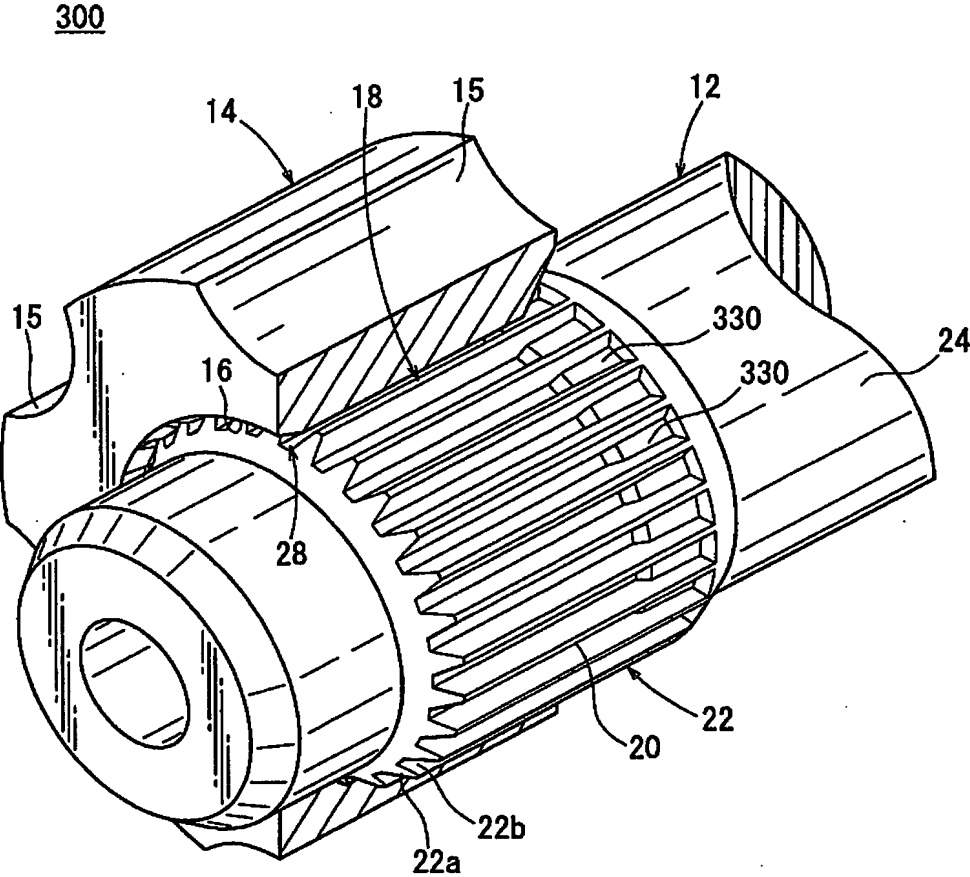
[FIG. 28]

FIG. 28

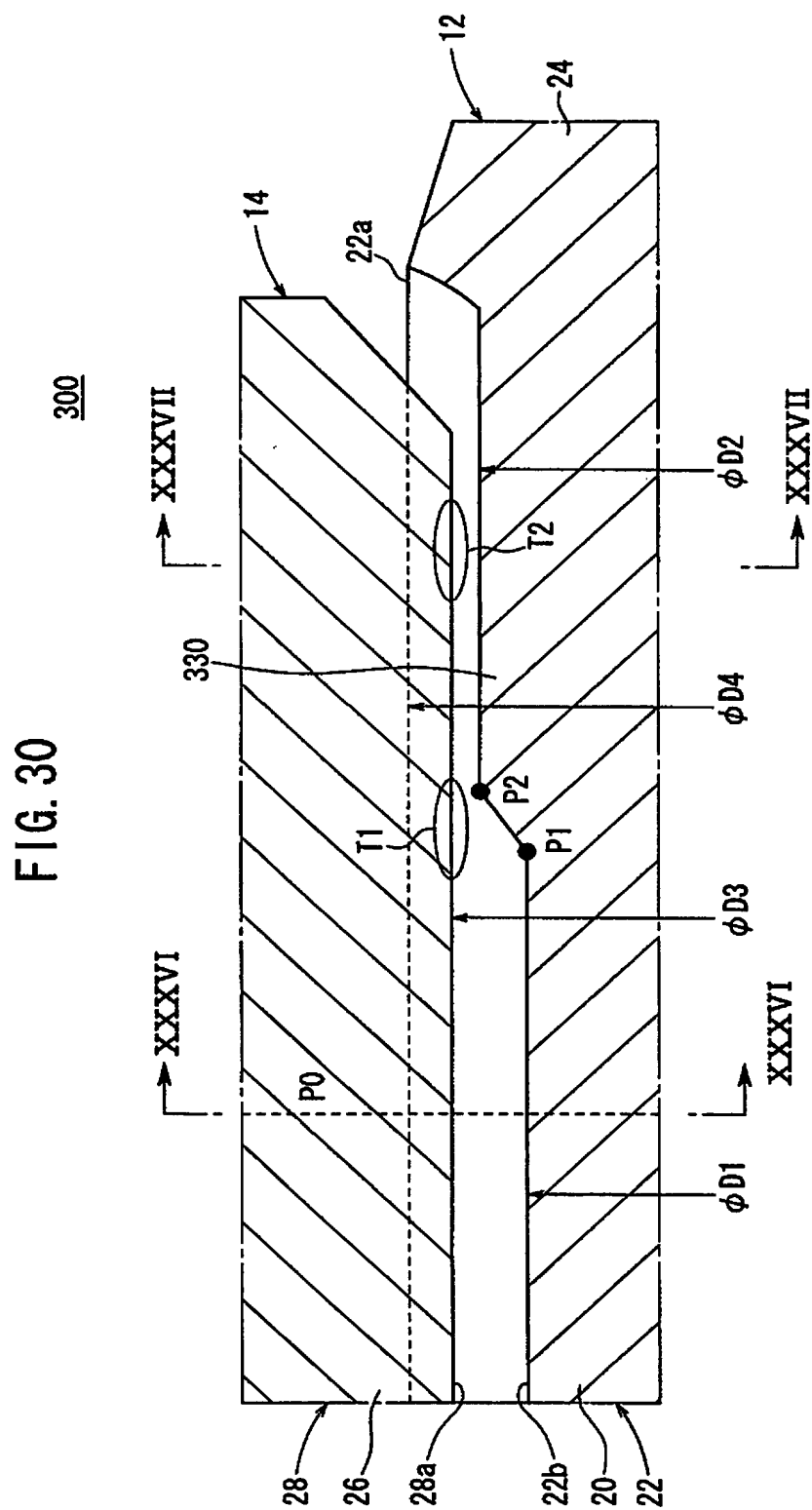


[図29]

FIG. 29



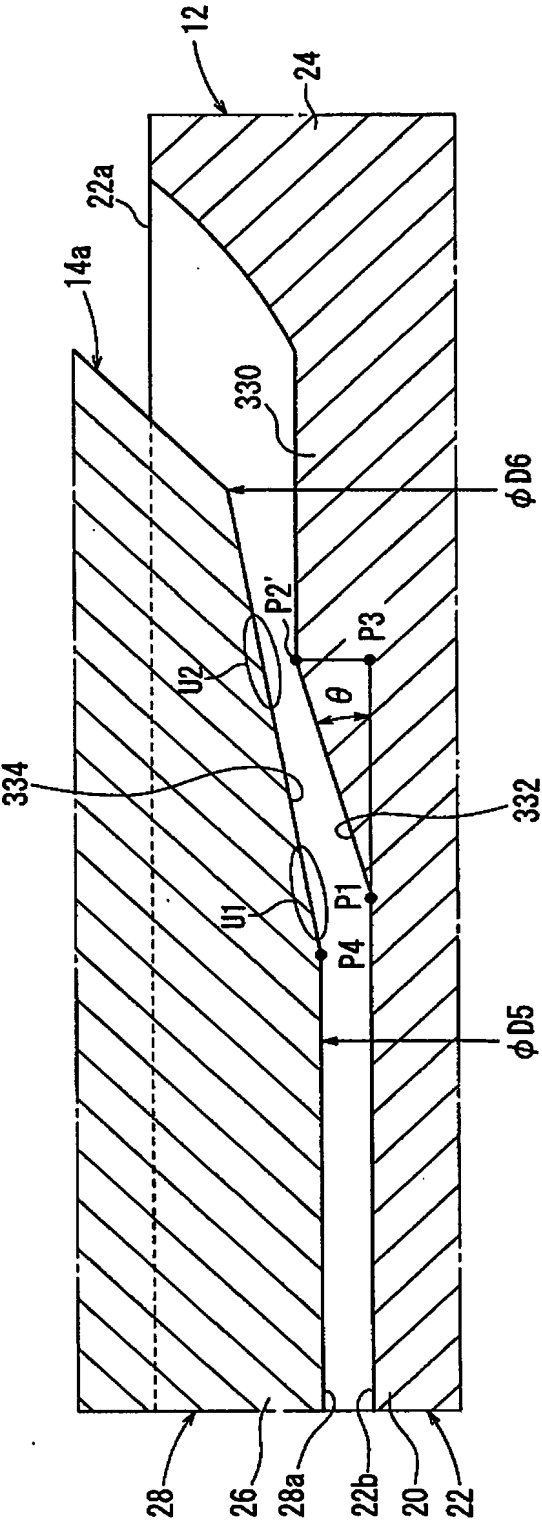
[図30]





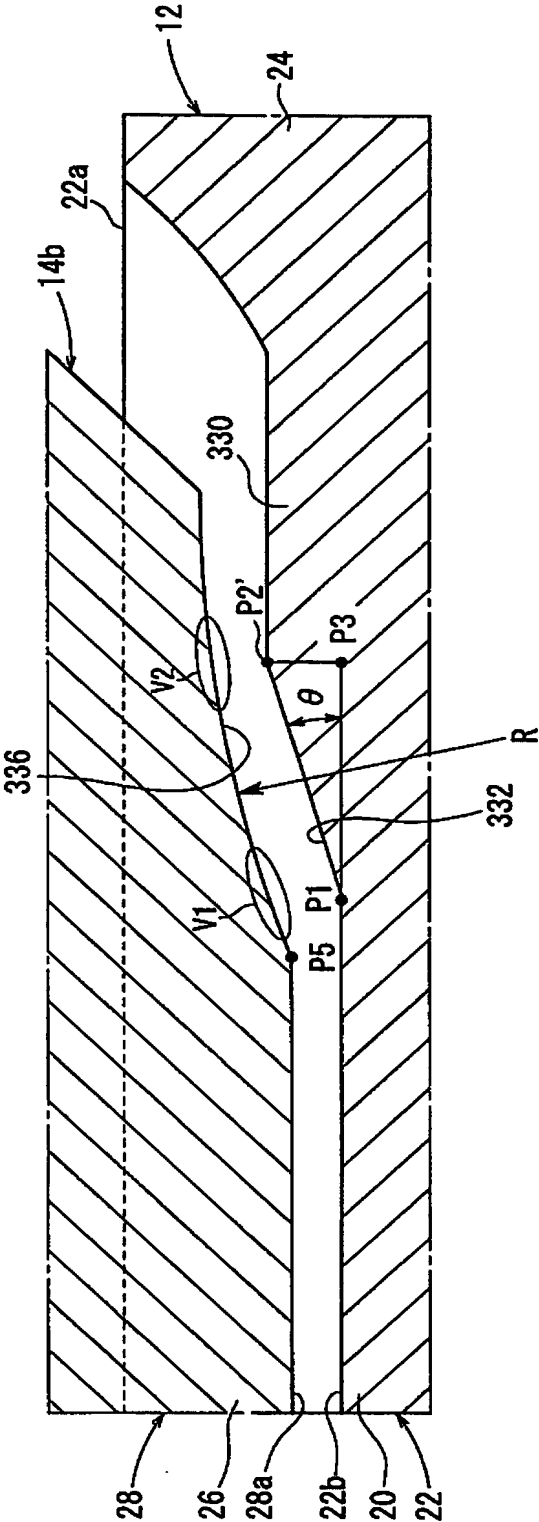
[図32]

FIG. 32



[図33]

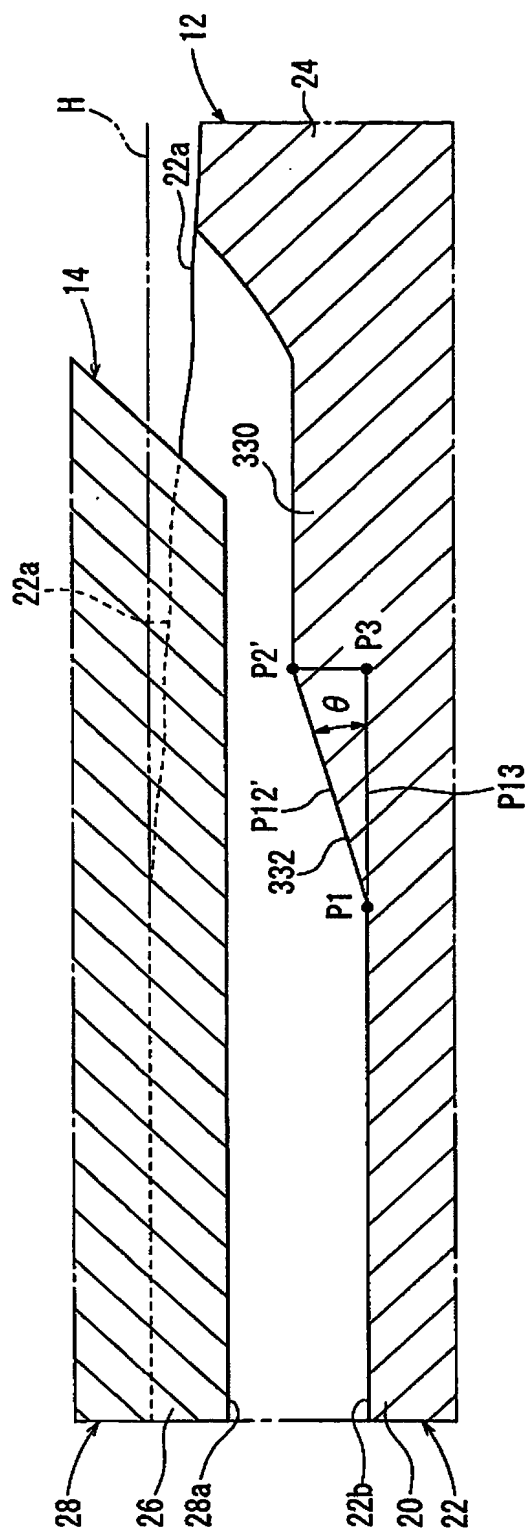
FIG. 33





[図34]

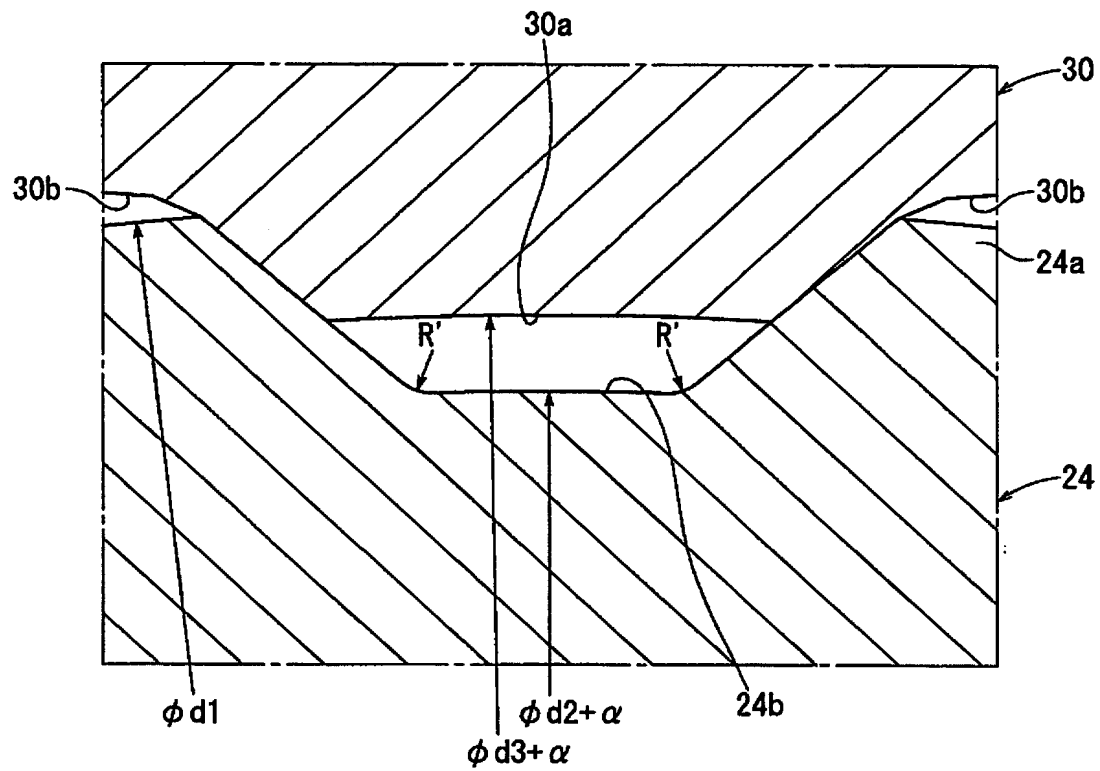
**FIG. 34**





[図37]

FIG. 37



[図38]

FIG. 38

